



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

**TOK LÁTEK V NESTANDARDNÍCH PROCESNÍCH A
ENERGETICKÝCH ZAŘÍZENÍCH**

FLUID FLOW IN NONSTANDARD PROCESS AND POWER EQUIPMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Chýlek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Vojtěch Turek, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství
Student: **Bc. Martin Chýlek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Procesní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Vojtěch Turek, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Tok látek v nestandardních procesních a energetických zařízeních

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V zařízeních na výměnu tepla se někdy používají svazky trubek sestávající pouze z velice omezeného počtu řad. Jednotlivé řady trubek navíc bývají k vstupním a výstupním kanálům připojeny pod různými úhly. Podobně jako ve standardních procesních a energetických zařízeních je však i zde nutné zajistit rovnoměrné rozdělení pracovní látky do jednotlivých trubek, tj. aby každou z trubek svazku protékalo zhruba stejné množství tekutiny. Pokud tomu tak není, nejsou stěny trubek s nízkým průtokem dostatečně ochlazovány proudící tekutinou a trpí nadměrným tepelným zatížením, jehož důsledkem je zvýšené mechanické namáhání vlivem nerovnoměrných teplotních dilatací a často i intenzivní zanášení. Toto má obvykle za následek snížení tepelného výkonu zařízení, přičemž kombinace výše zmíněných faktorů může vyústit až v úplné zničení trubkového svazku.

Cíle diplomové práce:

- (1) Seznámit se s problematikou distribuce pracovních látek v zařízeních obsahujících svazky složené pouze z velmi omezeného počtu řad trubek a s modelováním proudění v paralelních distribučních systémech pomocí výpočtové dynamiky tekutin (CFD).
- (2) Provést CFD analýzu proudění u několika paralelních distribučních systémů s různými počty řad, resp. různě připojenými řadami trubek.
- (3) Statisticky vyhodnotit výsledky analýz a porovnat je s údaji získanými pomocí zjednodušeného modelu využívajícího koeficient nárůstu statického tlaku.

Seznam doporučené literatury:

ANSYS, INC. (2015a) ANSYS Fluent Theory Guide, Release 16.1, ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.

ANSYS, INC. (2015b) ANSYS Fluent User's Guide, Release 16.1, ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.

BLEVINS R. (2003) Applied Fluid Dynamics Handbook, reprinted and corrected edition, Krieger Publishing Company, Malabar, FL, USA.

IDELCHIK I. (2008) Handbook of Hydraulic Resistance, 4th edition, Begell House Publishers, Redding, CT, USA.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Distribuce tekutiny je důležitá v zařízeních obsahujících svazky trubek s omezeným počtem řad, neboť zajišťuje správnou funkci zařízení a někdy je specifická distribuce nutná k zajištění správného fungování technologie. Tato práce se zaměřuje na analýzu toku v takových zařízeních pomocí výpočetní dynamiky tekutin (CFD). Pro analýzu těchto systémů byly vytvořeny geometrické modely s různými počty řad trubek a různě dlouhými perforovanými částmi. Analýza prokázala výrazný vliv uspořádání vtokových a výtokových hrdel spolu s uspořádáním trubek v trubkovém svazku a jejich počtem. Dále byl vytvořen zjednodušený 1D model využívající koeficient nárůstu statického tlaku, který disponuje výrazně kratšími výpočetními časy. Bylo provedeno porovnání výsledků 1D modelu a CFD výpočtů za účelem stanovení odchylky obou modelů a stanovení jejich použitelnosti.

Klíčová slova

distribuce toku, zjednodušený 1D model, CFD, trubkový svazek, omezený počet řad

Abstract

Flow distribution has big importance in equipment with limited tube rows because it provides correct operation and sometimes specific flow distribution for technology purposes is needed. This thesis is focusing on flow analysis in these units using computational fluid dynamics (CFD). For analysis of such systems models with varying tube rows and varying perforated segment lengths were created. Analysis showed significant impact of flow manifold layout along with tube layout and number of tubes. Simplified 1D model using static pressure regain coefficient was created which provides much shorter computational times. Comparison of 1D and CFD models was made to determine field of their usage.

Key words

flow distribution, simplified 1D model, CFD, tube bundle, limited tube rows

CHÝLEK, M. *Tok látek v nestandardních procesních a energetických zařízeních*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vojtěch Turek, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Tok látek v nestandardních procesních a energetických zařízeních* vypracoval samostatně s použitím uvedených zdrojů. Dále prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, a že nedošlo k porušení autorských práv (ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb. O právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).
V Brně dne 25. 5. 2018

.....
Podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Vojtěchu Turkovi, Ph.D. za věnovaný čas, cenné rady, trpělivost a vstřícnost při vypracování této diplomové práce. Jeho přátelský přístup a profesionální rady mi velmi pomohly.

Obsah

1	Úvod	1
2	Základní kvazi-1D model proudění	3
2.1	Koeficient výtoku tekutiny a úhel výtoku	5
2.2	Koeficient nárůstu statického tlaku	7
3	Modelování trubkových svazků pomocí CFD	9
3.1	Modelované systémy	10
3.2	Nastavení výpočetní sítě	15
3.3	Nastavení výpočetního modelu	17
3.4	Vyhodnocení dat	19
3.4.1	Uspořádání „U“ s trubkami v zákrytu	19
3.4.2	Uspořádání „U“ s prostřídánými trubkami	24
3.4.3	Uspořádání „Z“ s trubkami v zákrytu	26
4	Použitelnost základního kvazi-1D modelu v praxi	29
4.1	Konfigurace „U“ s trubkami v zákrytu	29
4.2	Konfigurace „U“ s prostřídánými trubkami	35
4.3	Konfigurace „Z“ s trubkami v zákrytu	39
5	Závěr	45
	Seznam použitých zdrojů	47
	Seznam použitých zkratk a symbolů	49
	Seznam příloh	51

1 Úvod

V zařízeních na výměnu tepla se velice často používají svazky trubek s omezenými počty řad. Stejně jak u hustých svazků, tak i u svazků s malým počtem trubek, je většinou (pokud proces nevyžaduje specifické rozdělení toku) potřeba zaručit co možná nejrovnoměrnější rozdělení toku pro zajištění správné funkce zařízení. Rovnoměrná distribuce toku významně ovlivňuje funkčnost a životnost zařízení, proto je potřeba nejlépe již ve fázi návrhu zařízení předejít nežádoucím jevům jako jsou např. stagnační zóny nebo nerovnoměrná distribuce toku. Vlivem těchto nežádoucích jevů dochází k nestejnoměrnému odvodu tepla z materiálu zařízení a k jeho nestejnoměrnému zahřátí. Konkrétně u trubek dochází při větším zahřátí oproti ostatním trubkám ve svazku k větším tepelným dilatacím a tím je celý trubkový svazek namáhán nerovnoměrně. Pokud by zařízení bylo provozováno dlouhodobě za přítomnosti výše zmíněných jevů došlo by ke snížení jeho výkonu a životnosti.

Jelikož je u zařízení na výměnu tepla obtížné a nákladné získávat data fyzickým experimentem, přistupuje se k užití simulačních nástrojů. Použití simulace pro dosažení výsledků s přijatelnou přesností je velice výhodné pro výpočet a návrh takového zařízení, protože dokáže poskytnout relativně přesná data dříve, než bude zařízení fyzicky zkonstruováno.

Pro získání dat jinou než experimentální cestou lze využít několika postupů. Velmi přesnou metodou je výpočtová dynamika tekutin (CFD). Tato metoda poskytuje při této aplikaci (výpočet distribuce toku) dostatečně přesné výsledky. Avšak modelování velkých a složitých distribučních systémů s potřebnou přesností může být velice náročné na čas a také na výpočetní výkon. V počáteční fázi návrhu zařízení není potřeba tak přesných dat, proto je zde možnost použití zjednodušených modelů, kterými se zabývala řada autorů.

Za jedny z prvních autorů v této oblasti lze označit Acrivos et al. (1959), kteří se zabývali rozdělováním a slučováním média. Jejich práce byla zaměřena především na výtok tekutiny do prostředí, nikoliv na dělení proudu do jednotlivých kanálů. Výtokem kapaliny se zabýval rovněž Bailey (1975), který ve své práci stanovil koeficient nárůstu statického tlaku a výtokový koeficient. Dalšími autory jsou Bajura & Jones (1976), kteří pro popis distribuce toku použili rovnic kontinuity a zachování hybnosti. Vytvořili bezdimenzionální rovnice spolu s koeficienty pro popis toku a své výsledky podložili experimenty. Poznatky dřívějších autorů aplikovali Turek et al. (2011) a vytvořili zjednodušený 1D model poskytující v porovnání s CFD velmi uspokojivé výsledky. Turek et al. (2016) se rovněž věnovali zjednodušenému 3D modelu, využívající síť skládající se z kvádrů. Ačkoliv jsou v modelu jistá zjednodušení, poskytuje velmi dobré výsledky v porovnání s CFD výpočty.

Tato práce bude zaměřena na analýzu proudění v zařízeních, která disponují svazky s omezenými počty trubek. Zprvu budou v kapitole 2 nastíněny různé přístupy analýzy distribuce toku, načež bude podrobně popsán zjednodušený 1D model podle Baileyho (1975), který je výchozím pro model užitý v této práci. Modelování pomocí CFD se věnuje kapitola 3, kde jsou nejprve popsány druhy modelovaných systémů a rovněž nastavení výpočetního software ANSYS Fluent. Kapitola pokračuje analýzou vypočtených dat pro všechny modelované systémy. Následné srovnání hodnot vypočtených CFD se zjednodušeným 1D modelem je popsáno v kapitole 4, která se věnuje vlivu různých parametrů modelovaných systémů na výsledná data. Závěrečná část se věnuje zhodnocení použití zjednodušeného 1D modelu a případným doporučením jeho užití.

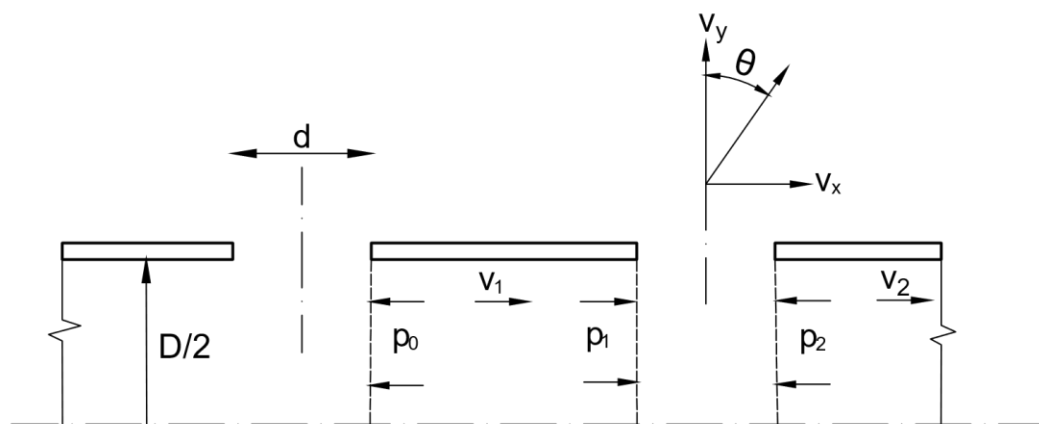
2 Základní kvazi-1D model proudění

Teoretické zjištění distribuce toku je významné při návrhu zařízení, u kterých dokáže zajistit potřebnou funkčnost, efektivitu, životnost a cenu zařízení. Většinou je potřeba zajistit rovnoměrné rozdělení tekutiny do mnoha dílčích menších proudů, ať už jde o dělení do menších trubek, nebo o rozstřikování tekutiny.

Množství tekutiny opouštějící otvor v distributoru je dáno jeho odtokovým součinitelem a rozdílem statického tlaku po délce otvoru. Pokud jsou tyto dvě veličiny konstantní po celé délce distributoru, dochází k rovnoměrnému výtoku tekutiny z každého otvoru. Aby bylo možno dosáhnout popsaných podmínek, musely by být tlakové ztráty v distributoru zanedbatelné vůči těm ve svazku trubek. Distributory konstruované v praxi však většinou tuto podmínku nesplňují, a proto nedojde k rovnoměrné distribuci toku. Nerovnoměrnost má dvě hlavní příčiny. První z nich je tření, které vzniká mezi stěnou distributoru a proudící tekutinou a je charakterizováno součinitelem tření, dochází tedy ke snižování tlaku ve směru toku média. Druhým faktorem je snižování hybnosti tekutiny ve směru toku jejím postupným „ubýváním“ skrze otvory. Tento jev naopak způsobuje nárůst tlaku ve směru proudu tekutiny a je většinou pojmenováván jako nárůst statického tlaku (vyjadřuje se koeficientem nárůstu statického tlaku). Díky těmto opačným působením výše uvedených faktorů je teoreticky možné vhodnou úpravou geometrie distributoru a průtoku média docílit téměř konstantního tlaku po délce toku. Stejně jevy se objevují v kolektoru, kde ve směru toku dochází ke snižování tlaku vlivem přitékající tekutiny jednotlivými otvory. Ke snižování tlaku v kolektoru přispívají i zmíněné třecí tlakové ztráty, které se změnami statického tlaku vytvoří klesající tlakový profil v kolektoru ve směru toku. Pro průtok tekutiny jednotlivými trubkami je klíčová velikost tlakového rozdílu mezi distributorem a kolektorem. Jelikož tekutina proudí z míst o vyšším tlaku do míst o tlaku nižším, závisí její průtok na velikosti tlakového spádu. Pokud by tlakové profily distributoru a kolektoru vytvořily konstantní tlakový spád po celé délce distributoru, došlo by k rovnoměrnému rozdělení tekutiny.

Problémem distribuce se zabývala celá řada lidí. Keller (1949) stanovil změnu rychlosti podél stejnoměrně perforovaných trubek za předpokladu konstantního jak součinitele tření, tak součinitele nárůstu statického tlaku. Také stanovil změnu průřezu distributoru ve směru toku média pro zajištění rovnoměrné distribuce. Stejně tak Haerter (1963) uvažoval koeficienty konstantní, i když experimentálně prokázal změnu koeficientu nárůstu statického tlaku po délce proudu. Výsledkem jeho práce byl profil statického tlaku po délce distributoru, avšak pouze pro krátká potrubí. Naopak Dow (1950) uvažoval změnu součinitele tření spolu se změnou Reynoldsova čísla pro laminární i turbulentní proudění. Své předpoklady ověřil experimentem, při kterém byly zjištěny různé výšky plamenů hořícího plynu unikajícího skrz perforovanou trubku. Výše uvedené byly běžně užívané metody analýzy proudění, které obsahují diferenciální rovnice s koeficienty tření a nárůstu statického tlaku. Alternativní přístup funguje na bázi analýzy každého otvoru a každého úseku distributoru. Takový způsob zajistí detailnější popis chování obou koeficientů po délce proudu.

Tomuto způsobu analýzy se věnoval i Bailey (1975), který zvolil jednorozměrný (1D) model trubky s konstantním průřezem a s rovnoměrně rozloženými otvory stejného průměru. Tekutina byla uvažována jako nestlačitelná a s konstantní teplotou. Na obrázku 2.1 lze vidět schematický náčrt uvažovaného modelu.



Obrázek 2.1: Model použitý pro 1D distribuci toku (převzato z Bailey, 1975)

Tekutina proudí skrz otvor ve stěně pomocí normálové složky rychlosti v_y , která je odvozena z přebytečného statického tlaku v trubce:

$$v_y = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 + p_2)}{2\rho}} \quad (2.1)$$

Vlivem zákona zachování hybnosti došlo k přeměně energií. V tomto případě se kinetická energie pohybující tekutiny přeměnila při opouštění distributoru na tlakovou energii, což se projevilo zvýšením statického tlaku v místě otvoru. Lze uvažovat, že tekutina odcházející otvorem ztratila všechnu svou axiální rychlost, tj. $v_x=0$ a rovnováha kinetické energie může být popsána následovně:

$$p_2 - p_1 = \rho(v_1^2 - v_2^2) \quad (2.2)$$

kde p_1 je statický tlak v místě před otvorem a p_2 statický tlak za otvorem. Analogicky v_1 a v_2 jsou rychlosti před a za otvorem a ρ je hustota tekutiny.

Ovšem reálnější představa je, že si tekutina pohybující se ve směru osy distributoru zachovala alespoň část své podélné rychlosti čili $v_x \neq 0$. V tom případě médium opouští distributor pod úhlem menším než 90° vzhledem k ose distributoru a nárůst statického tlaku bude o něco menší než jeho maximální hodnota. Rovnice (4.1) je poté podle Baileyho (1975) upravena na tvar:

$$p_2 - p_1 = \frac{C_r}{2} \rho(v_1^2 - v_2^2) \quad (2.3)$$

kde C_r je koeficient nárůstu statického tlaku:

$$C_r = \frac{(p_2 - p_1)}{\frac{1}{2} \rho(v_1^2 - v_2^2)} \quad (2.4)$$

definovaný jako poměr rozdílů statických a dynamických tlaků před a za otvorem. Objemový průtok tekutiny skrz otvor je popsán rovnicí kontinuity:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (v_1 - v_2) \quad (2.5)$$

kde \dot{V} představuje objemový průtok tekutiny a D je průměr distributoru.

Výtok tekutiny otvorem může být popsán:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} C_d \sqrt{\frac{(p_1 + p_2)}{\rho}} \quad (2.6)$$

kde C_d je koeficient výtoku tekutiny dle Baileyho (1975). Kombinací rovnic (2.5) a (2.6) je získána rovnice určující změnu statického tlaku v místě s otvorem:

$$D^2(v_1 - v_2) = d^2 \cdot C_d \sqrt{\frac{(p_1 + p_2)}{\rho}} \quad (2.7)$$

Délkovou tlakovou ztrátu vlivem tření nestlačitelné kapaliny proudící rychlostí v_1 o stěnu trubky o délce l a průměru D popisuje Darcy-Weissbachova rovnice (Brown, 2000). V tomto případě je rovnice využita pro určení tlakové ztráty v úsecích mezi otvory.

$$p_0 - p_1 = f_D \frac{l}{D} \rho \frac{v_1^2}{2} \quad (2.8)$$

Součinitel tření, f_D , lze pro laminární proudění určit z Poiseuilleho rovnice (Sutera & Skalak, 1993):

$$f_D = \frac{64}{Re} \quad (2.9)$$

Pro turbulentní proudění je možno součinitel tření získat z implicitně vyjádřené Colebrookovy-Whiteovy rovnice (Colebrook, 1939), avšak pro účely této práce byla použita explicitní Churchillova aproximace (Churchill, 1977):

$$\begin{aligned} a_i &= \left[-2,457 \ln \left(\left(\frac{7}{Re_i} \right)^{0,9} + \frac{0,27 \cdot \varepsilon}{D_{hi}} \right) \right]^{16} \\ b_i &= \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \\ f_i &= \left[\left(\frac{8}{Re_i} \right)^{12} + \frac{1}{(a_i + b_i)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Změny statického tlaku a výtoku tekutiny podél perforované trubky v místech perforací lze vyjádřit pomocí rovnic (2.3) a (2.7) a v úsecích bez děr pomocí rovnice (2.8).

2.1 Koeficient výtoku tekutiny a úhel výtoku

Koeficientem C_d popsaném v rovnici (2.6) se zabývala řada lidí. Jako první se zabýval jeho hodnotou při paralelním toku (tj. když proud tekutiny je rovnoběžný s rovinou otvoru) Hegge Zijnen (1951), který stanovil jeho hodnotu na 0,61–0,64. Senecal (1957) však upozornil, že výtokový koeficient závisí na velikosti otvoru vzhledem k průměru distributoru a také na tloušťce stěny, tlaku před otvorem, hmotnostním průtoku skrz otvor a hmotnostním průtoku v distributoru. Všechny tyto faktory mohou ovlivnit výtokový součinitel, avšak vliv některých z nich je zanedbatelný. Howland (1953) určil jako dominantní faktor

rychlost v distributoru a Dittrich & Graves (1956) stanovili, že vliv velikosti otvoru a tloušťky stěny jsou zanedbatelné v porovnání s vlivem rychlosti v distributoru a rozdílu statického tlaku napříč otvorem. Efekt příčného průřezu distributoru, tloušťky mezní vrstvy a velikosti statického tlaku v trubce byly zanedbatelné. Rohde et al. (1969), stejně tak jako Dittrich & Graves (1956), potvrdil, že nejvýznamnějšími faktory jsou rychlost v trubce a rozdíl tlaku napříč otvorem. Poloměr trubky má minimální efekt a rozteče děr také nemají vliv, pokud je rozteč větší než zhruba 1,5násobek jejich průměru.

Bailey (1975) provedl experimentální zjištění hodnoty výtokového součinitele. Jeho aparát se skládal z trubky, která měla dvojice protilehlých otvorů po své délce. Před perforovanou trubicí byl umístěn dostatečně dlouhý úsek hladkého potrubí, kde docházelo k ustálení proudění vzduchu vyvolaného ventilátorem. Kolem otvoru pak byly na každou stranu umístěny sondy pro měření statického tlaku. Dle předpokladů bylo zjištěno, že v místě otvoru dochází ke zvýšení statického tlaku a zóna ovlivnění tlaku otvorem je ekvivalentní třem jeho průměrům proti proudu média a asi pěti průměrům po proudu. Pomocí měření byla získána rovnice pro výtokový součinitel:

$$\begin{aligned} C_d &= 0,62 + 0,070\beta - 0,088\beta^2 \\ C_d &= 0,63 \text{ pro } \beta \geq 0,394 \end{aligned} \quad (2.11)$$

kde

$$\beta = \log \left[\log \left(1 + \frac{p_1 + p_2}{v_1^2} \right) \right] \quad (2.12)$$

Bylo dokázáno, že hodnota výtokového součinitele se blíží hodnotě 0,63 (viz Hegge Zijnen, 1951) pro vysoké hodnoty hlavního poměru rychlostí tj. $p_1 + p_2 > \rho v_1^2$. Ovšem pro nižší hodnoty poměru tj. $p_1 + p_2 < \rho v_1^2$ se hodnota koeficientu zmenšuje až k nule. Porovnáním naměřených a vypočtených dat se dokázala dobrá shoda. Výsledky se téměř shodovaly s předpokládanými hodnotami.

K měření úhlů výtoku bylo použito otočného lopatkového anemometru takovým způsobem, že mohl být rotován kolem otvoru v úhlu θ naznačeném na obrázku 2.1. Úhly byly měřeny s přesností $\pm 1^\circ$. Podle obrázku 2.1 je úhel výtoku definován jako:

$$\theta = \arctan \left(\frac{v_x}{v_y} \right) \quad (2.13)$$

Pomocí rovnice (2.1) pro v_y a při dosazení $v_x = v_l$ dojde k úpravě rovnice (2.13) na tento tvar:

$$\theta = \gamma \arctan \sqrt{\frac{v_1^2 \cdot \rho}{(p_1 + p_2)}} \quad (2.14)$$

Koeficient γ je definován:

$$\gamma = 0.71 + 0,0043d \quad (2.15)$$

a závisí tedy na průměru otvoru. Je tedy patrné, že při zvětšujícím se otvoru dochází rovněž ke zvětšování koeficientu γ a tekutina tedy vytéká pod větším úhlem θ . Výše uvedený výtokový úhel byl stanoven pro aparát zkoumající pouze výtok tekutiny z perforovaného

distributoru. V této práci budou zkoumány trubkové svazky, kde je tekutina nucena téci ve směru osy trubky a úhel výtoku proto nebude uvažován.

2.2 Koeficient nárůstu statického tlaku

Různí autoři se zabývali experimentálním získáváním hodnot koeficientu nárůstu statického tlaku. Většina z nich použila pro měření pouze jeden otvor v trubce, jehož průměr měl nezanedbatelnou velikost vzhledem k průměru trubky. Bailey (1975) se však rozhodl provést měření na distributoru s velkým množstvím dvojic protilehlých otvorů rozmístěných v určitých rozestupech. Před perforovanou trubicou se rovněž nacházela zóna hladkého potrubí pro ustálení proudění a kolem otvorů byly proti proudu i po proudu umístěny sondy pro měření tlaku. Proběhla série měření na soustavě trubek a děr s různými průměry. Byla vytvořena rovnice pro koeficient nárůstu statického tlaku:

$$C_r = \delta + \phi \cdot \log\left(\frac{v_1}{v_1 - v_2}\right) \quad (2.16)$$

Členy δ a ϕ byly získány iterativně srovnáváním vypočtených dat s experimentálními. Pokles tlaku kvůli tření mezi tekutinou a stěnou trubky byl zohledněn pomocí rovnice (2.8). Součinitel tření byl použit podle charakteru proudění podle rovnice (2.9) nebo (2.10). Iteračními postupy byla stanovena hodnota koeficientu δ na 0,78 a pro koeficient ϕ byla zjištěna závislost na průměru potrubí a otvoru:

$$\phi = 0,284 + 0,098 \log\left(\frac{d}{D}\right) \quad (2.17)$$

Po částečném dosazení má rovnice pro koeficient statického tlaku tvar:

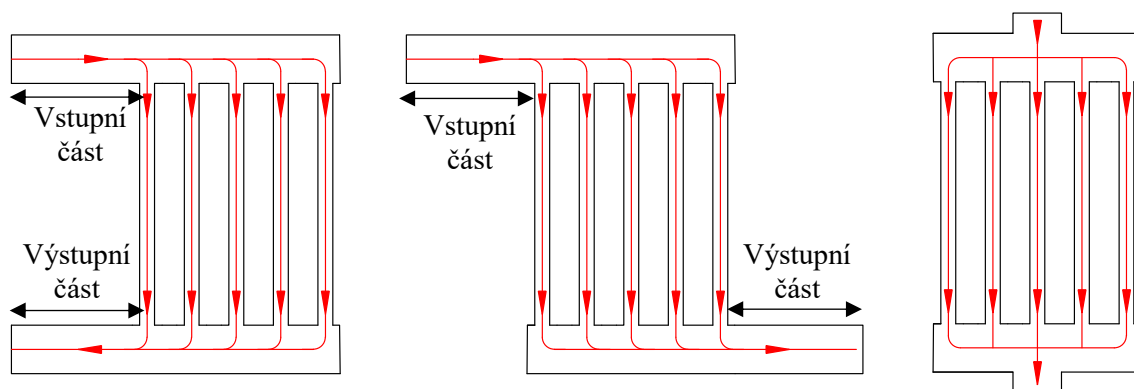
$$C_r = 0,78 + \phi \cdot \log\left(\frac{v_1}{v_1 - v_2}\right) \quad (2.18)$$

Po porovnání naměřených hodnot s předpokládaným průběhem došlo k přijatelné shodě, stejně jako u výtokového koeficientu. Data statického tlaku se lišila minimálně (řádově jednotky procent). Nutno však dodat, že rovnice (2.11) a (2.18) pro koeficienty byly získány pomocí výše popsaného modelu a není jasné, jak by se osvědčily v případě odlišných provedení aparátů. Nicméně rychlost výpočtu pomocí takových rovnic je v dnešní době otázkou zlomků vteřiny. Oproti modelování CFD by tedy přinesla možnost takto zjednodušeného výpočtu výraznou časovou úsporu. Diskutabilní je ovšem otázka aplikace na další různé typy geometrií. Při vhodné úpravě koeficientů by se dalo docílit dobré shody s daty z CFD i pro jiný typ distributoru, než byl popsán výše. V této práci bude určeno, nakolik zjednodušený model koresponduje se skutečností reprezentovanou v tomto případě daty z CFD výpočtů.

3 Modelování trubkových svazků pomocí CFD

Modelování se využívá při novém návrhu zařízení nebo jeho rekonstrukci. Jednotlivá zařízení mohou být součástí většího celku a je proto na místě provést jejich optimalizaci CFD výpočty. Analýza se provádí v případě, kdy je experimentální ověření příliš složité nebo drahé a nejsou k dispozici standardizovaná řešení, která by umožnila sestavení daného aparátu z částí s již známými parametry. Jedním z analyzovaných parametrů může být distribuce toku, ať už pro zajištění bezproblémového chodu zařízení, či kvůli požadavkům technologie. Na rozdělení toku má vliv mnoho parametrů, jako je délka a průměr distributoru nebo kolektoru, množství a průměr trubek a jejich připojení, dále také délka trubek, rychlost proudění a hmotnostní průtoky. Takové množství parametrů nebylo možné v rozsahu této práce zachytit, proto byly modelované systémy zjednodušeny na pouze několik měnících se veličin.

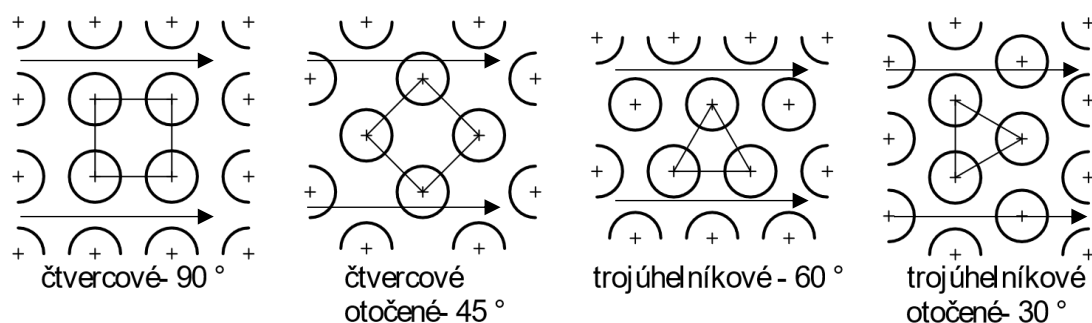
Základní geometrie se skládá vždy z distributoru a kolektoru, které jsou spojeny svazkem trubek. Do distributoru vstupuje tekutina ze vstupního hrdla a poté se proud média rozdělí do jednotlivých trubek a opět se sloučí v kolektoru, který opouští ustalovacím úsekem. Pro popis směrů vtoku a výtoku tekutiny ze svazku se používají písmenná označení, která zobrazují typ toku v systému podle tvaru písmena. Označení „U“, „Z“ a „T“ (obrázek 3.1) jsou běžně používána.



Obrázek 3.1: Uspořádání zleva „U“, „Z“ a „T“

V uspořádání „U“ vstupuje tekutina do systému kolmo na trubky, do nichž je poté rozdělena. Po protečení trubkami se smísí v distributoru a opouští systém ve směru opačném, než byl směr vtoku. Uspořádání „Z“ se vyznačuje paralelním tokem látky v distributoru i kolektoru, tyto dva paralelní toky jsou spojeny trubkovým svazkem. V případě „T“ uspořádání vtéká médium do systému ve směru trubek čili kolmo na osu distributoru a vytéká kolmo na osu kolektoru. Konfigurace „U“ poskytuje podle Bajury & Jonese (1976) rovnoměrnější rozdělení tekutiny než systém „Z“. Ovšem uspořádání „T“ má za následek velmi nerovnoměrnou distribuci toku (Gandhi et al., 2012), jelikož tekutina proudící ze vstupního hrdla přednostně proudí přímo do prostředních trubek a k postranním trubkám se dostane už menší množství tekutiny. Výše zmíněné konfigurace jsou pouze základní, vyskytují se také zařízení s různými počty vtokových a výtokových hrdel vyvedených různými směry. Pro obsazení reprezentativního počtu geometrií budou modelovány pouze některá uspořádání hrdel.

Zmíněné směry vtoků a výtoků nejsou jedinými možnostmi, jak lze svazky trubek rozdělit. Při pohledu ve směru os trubek můžeme rozlišovat jejich různá uspořádání. Tyto různé konfigurace se volí zejména pro zajištění potřebných tepelně-hydraulických vlastností při obtékání trubkového svazku. Zejména se jedná o zanášení a míru turbulence v mezitrubkovém prostoru. Rozložení trubek však neovlivňuje jen proudění vně trubek, ale také rozdělení tekutiny v distributoru. Existuje mnoho uspořádání trubkových svazků, nejčastější jsou zobrazeny na obrázku 3.2, kde šipky znázorňují směr toku v mezitrubkovém prostoru a úhly jednotlivých uspořádání udávají sklon spojnice trubek vůči vodorovné ose. Názvy jednotlivých rozložení se odvíjí od obrazce vytvořeného spojením nejbližších trubek. Klasické čtvercové 90° uspořádání (také označováno jako uspořádání v zákrytu) poskytuje nejmenší míru turbulence v mezitrubkovém prostoru, je však vhodné pro zanášivé tekutiny. Větší turbulence v mezitrubkovém prostoru lze dosáhnout některým z dalších uspořádání, u nichž v důsledku průtoku tekutiny kanály, které jsou úzké a klikaté, vzniká turbulentnější proudění než v případě čtvercového 90° uspořádání. V pozdějších kapitolách bude popsán vliv uspořádání na distribuci toku.



Obrázek 3.2: Typy uspořádání trubek

3.1 Modelované systémy

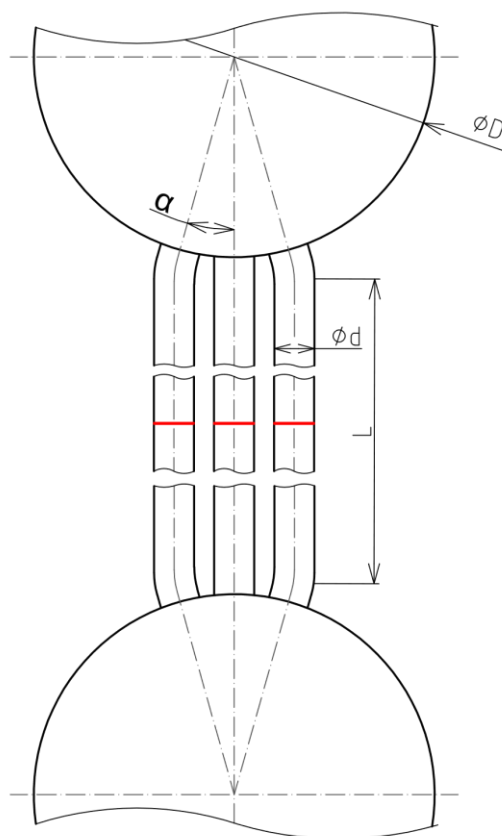
V této práci byly modelovány některé vybrané kombinace rozložení trubek a typů uspořádání systémů pro distribuci toku. Z vybraných uspořádání byly vybrány varianty „U“ a „Z“, jelikož, jak je zmíněno výše, v těchto typech uspořádání dochází k nejrovnoměrnějšímu rozdělení distribuované látky a také se tato uspořádání nejčastěji objevují ve zjednodušených 1D modelech. Pro rozlišení těchto dvou druhů uspořádání byla ponechána písmenná označení „U“ a „Z“. Co se týče rozložení trubek byla modelována dvě uspořádání a sice čtvercové – 90° a čtvercové otočené – 45° (viz obrázek 3.2). Rozložení čtvercové 90° bylo značeno jako Inline – písmeno „I“ a čtvercové otočené – 45° (také značené jako prostřídané) bylo označeno jako Staggered – písmeno „S“. Ostatní rozložení nebyla modelována pro jejich podobnost s „S“ rozložením. Dalším parametrem modelovaných systémů byl počet řad trubek, které jsou vidět při pohledu ve směru osy distributoru a kolektoru na obrázku 3.3. Bylo modelováno 1 až 5 řad a vyšší počet řad nebyl uvažován pro dodržení omezeného počtu řad, jejichž modelování je předmětem této práce. Řady trubek byly označeny písmenem „R“ a příslušným číslem podle počtu řad – „1R“, „2R“, „3R“ atd. (na obrázku 3.3 lze vidět 3 řady trubek v „I“ uspořádání). Při pohledu kolmo na osy trubek a zároveň na osu distributoru je možno vidět počet trubek – tato hodnota byla rozdělena do třech kategorií 10, 20 a 30 trubek a označena písmenem „T“ a analogicky s řadami trubek vznikla označení „10T“, „20T“ a „30T“. Například u modelu, který má uspořádání toku „U“, rozložení trubek „I“ – čtvercové 90° a má 5 řad po 30 trubkách poté vzniklo označení „U-5R30T-I“.

Trubky byly připojeny k distributoru a kolektoru pod takovým úhlem, aby osa trubky směřovala do středu distributoru, jak je znázorněno na obrázku 3.3. Jelikož byly trubky modelovány beze stěn, tedy pouze jako objem tekutiny, musel být poloměr ohybu trubek takový, aby měly trubky v místě styku s distributorem dostatečné mezery, kde by v reálném případě byl materiál trubek přivařen k tělesu distributoru. Úhel α na obrázku 3.3 představuje odklonění přípojně části trubky od svislé osy a liší se pro různé počty řad. Jeho hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.1. Délky přípojných částí trubek se lišily podle počtu řad. Jejich délka byla taková, aby byla zachována rozteč mezi trubkami.

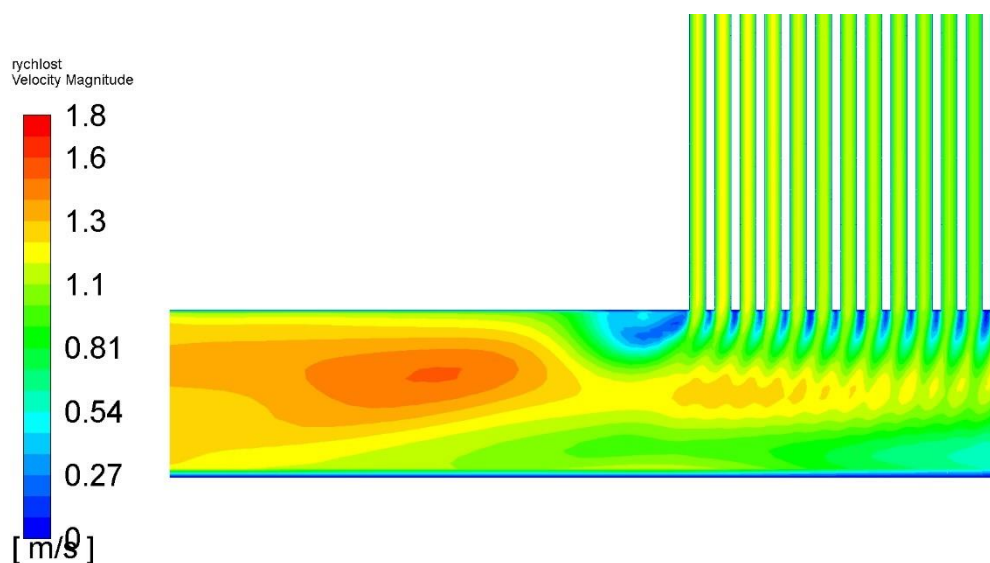
Tabulka 3.1: Úhel mezi trubkami v řadách a svislou osou

Uspořádání	Počet řad	Trubky	α [°]
U – Inline Z – Inline	5	Vnitřní trubky	30
		Vnější trubky	15
	4	Vnitřní trubky	6
		Vnější trubky	18
	3		30
	2		6
U – Staggered	5	Vnitřní trubky	10
		Vnější trubky	17
	4	Vnitřní trubky	5
		Vnější trubky	16
	3		10
	2		5

Další základní rozměry použité v modelovaných systémech jsou rovněž zobrazeny na obrázku 3.3. Parametr D určuje průměr distributoru a kolektoru a byl stanoven na 100 mm pro uspořádání s třemi, čtyřmi a pěti řadami trubek. Pro jednu a dvě řady trubek mají distributor a kolektor průměr 75 mm. Analogicky d určuje průměr trubek ve svazku a byl stanoven na 10 mm pro všechny konfigurace. Rozpětí L určuje délku rovného úseku trubek, která je ve všech uspořádáních 1000 mm. Uprostřed této délky byly vytvořeny plochy pro měření průtoku média v CFD výpočtu, jsou zobrazeny červeně na obrázku 3.3. Tyto plochy budou podrobněji popsány níže. Rovněž byly vytvořeny vtokové a výtokové zóny o délce 300 mm, které jsou vidět na obrázku 3.1. Tyto zóny zajistí, aby vlivem vířivého charakteru proudění v okolí výtoku a vtoku do perforované části nedocházelo k chybám v numerickém výpočtu. Na obrázku 3.4 je vidět oblast vířivého proudění, která byla díky výtokovému hrdlu posunuta dostatečně daleko od trubkové části, kde by způsobovala chyby.

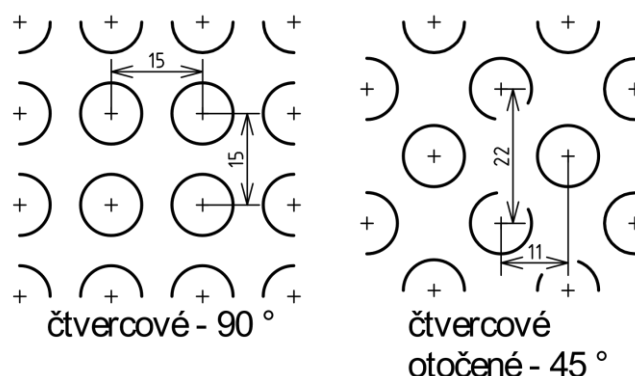


Obrázek 3.3: Geometrie o třech řadách trubek se základními rozměry



Obrázek 3.4: Kontury velikosti rychlosti ve výstupní části kolektoru

Jak již bylo uvedeno výše, byla použita dvě uspořádání trubek a sice čtvercové – 90° a čtvercové otočené – 45° . Rozměrovými parametry těchto uspořádání jsou rozteče mezi trubkami. U prvního („I“) uspořádání byla rozteč 15 mm v řadách i mezi trubkami ve směru osy distributoru – viz obrázek 3.5. Druhé uspořádání („S“) má rozteč mezi řadami 22 mm a mezi trubkami v řadě 11 mm. Tyto rozměry byly zvoleny tak, aby oboje rozložení měla přibližně stejnou hustotu trubek ve svazku. Všechny modelované konfigurace jsou zobrazeny v tabulce 3.2.



Obrázek 3.5: Rozteče uspořádání

Tabulka 3.2: Seznam modelovaných geometrií

		Počet			
		Řad	10 trubek	20 trubek	30 trubek
U	Inline	5	✓	✓	✓
		4	✓	✓	✓
		3	✓	✓	✓
		2	✓	✓	✓
		1	✓	✓	✓
U	Staggered	5	✓	✓	✓
		4	✓	✓	✓
		3	✓	✓	✓
		2	✓	✓	✓
Z	Inline	5	✓	✓	✓
		4	✓	✓	✓
		3	✓	✓	✓
		2	✓	✓	✓
		1	✓	✓	✓

Výše popsané geometrie byly vždy zvoleny tak, aby nejlépe reprezentovaly reálná zařízení v praxi. Dobrou paralelou pro systémy modelované v této práci jsou kotle pro využití odpadního tepla – HRSG (Heat Recovery Steam Generator), které umožňují předání tepla ze spalin do jiného média, nejčastěji vody nebo páry. HRSG obsahuje 3 části – ekonomizér, výparník a přehřívák. Přehřívák, jehož distributor je na obrázku 3.7, bývá umístěn v oblasti s nejteplejšími spaliny a probíhá v něm přeměna syté páry na přehřátou. Zde je nutné zajistit velmi dobrý odvod tepla dobrou distribucí média, jelikož obě strany přehříváku jsou vystaveny vysokým teplotám. Za přehřívákem je umístěn nejčastěji výparník (obrázek 3.6), ve kterém dochází k přeměně vody na páru a často je u těchto zařízení na obou stranách trubek buben válcového tvaru, tudíž toto geometricky dobře koresponduje se zde modelovanými geometriemi. Posledním zařízením v HRSG je ekonomizér, který se nachází v části se spaliny, které již předaly část svého tepla přehříváku a výparníku. V ekonomizéru

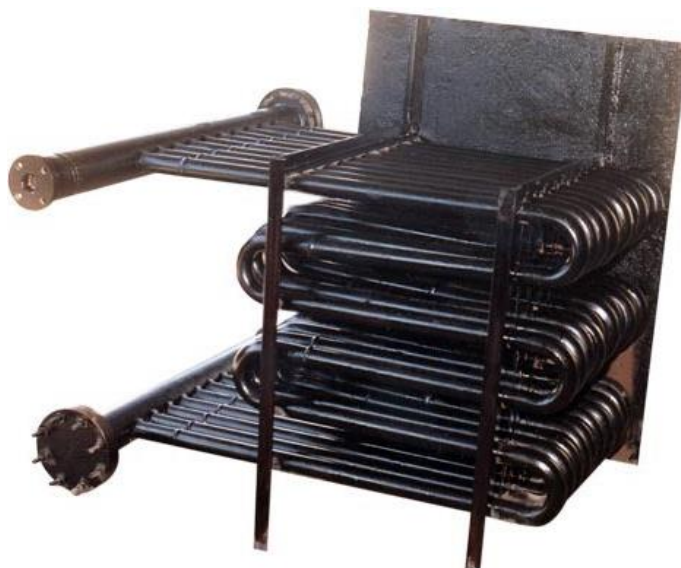
probíhá přehřívání vody. Na obrázku 3.8 je ekonomizér mající často pouze jednu řadu trubek, které obsahují po výstupu z distributoru několik „U“ částí, než se opět setkají v kolektoru. I zde je dodržen předpoklad omezeného počtu trubek.



Obrázek 3.6 Výparník (převzato ze Suzhou ORL Power Engineering, 2016)



Obrázek 3.7 Distributor přehříváku (převzato z HTEG, 2016)



Obrázek 3.8 Ekonomizér (převzato z Indiamart, 2004)

V systémech popsaných výše mohou proudit různá média, avšak nejběžnějšími médii jsou voda, případně vodní pára, proto byla jako médium v této práci zvolena voda. I když došlo k výraznému zjednodušení modelovaných systémů, některá zařízení jako například ekonomizér se geometricky velmi přibližují modelu, včetně média. Zařízení s podobným uspořádáním a provozními podmínkami by tedy mohla využít výsledky z modelu pro distribuci toku.

3.2 Nastavení výpočetní sítě

Pro získání výsledků CFD výpočtů bylo nejprve zapotřebí vytvořit příslušné geometrie, na kterých poté proběhla tvorba výpočetní 3D sítě. Po vytvoření sítě mohla být provedena nastavení okrajových podmínek a výpočetních modelů pro následný kontrolní výpočet. Kontrolní výpočet slouží k ověření kvality výpočetní sítě. Geometrické modely popsané výše byly vytvořeny v softwaru Space Claim, který je k dispozici v ANSYS Workbench. Rozměry byly diskutovány v kapitole 3.1.

Výpočetní síť bylo nutno vytvořit s ohledem na použití konkrétního výpočtového modelu, jelikož různé modely se liší v potřebě jemnosti sítě, a to zejména v mezní vrstvě proudění. Síť byla vytvořena výhradně z hexahedrálních buněk, které poskytují velkou úsporu počtu buněk oproti tetrahedrální síti. K největšímu problému sítě docházelo v místě spojení trubek a distributoru/kolektoru, protože zde dochází ke střetu dvou vzájemně kolmých válcových těles. Nástroje pro tvorbu sítě však většinou tvoří síť ve směru osy válcových těles. Byla zvážena i možnost použít v této přechodové oblasti tetrahedrální buňky, toto řešení však vedlo k extrémnímu navýšení počtu buněk a zároveň k nízké kvalitě sítě v této oblasti. Celá geometrie měla tedy hexahedrální síť s proměnlivou jemností. Nejjemnější síť byla v místech největší změny veličin – rychlosti a tlaku a sice v místech styku trubek s distributorem a kolektorem. Směrem do středu těchto dvou těles již nebylo potřeba tak jemné sítě a buňky se postupně zvětšovaly. Zároveň bylo nastaveno zvětšování délky buněk v trubkách ve směru od jejich napojení na distributor a kolektor. Rovněž vtokové a výtokové úseky měly směrem k jejich konci hrubší dělení.

Pro ověření kvality sítě byl použit parametr *Skewness* – šikmost, který vyjadřuje odchylku tvaru buňky od jejího ideálního tvaru (ANSYS Inc., 2011). Buňka dobré kvality by neměla být příliš protáhlá a úzká a neměla by obsahovat příliš ostré úhly. Podle ANSYS Inc. (2011) je *Skewness* pro hexahedrální buňky definována jako

$$\text{Skewness} = \max\left[\frac{\theta_{\max}-\theta_e}{180-\theta_e}, \frac{\theta_e-\theta_{\min}}{\theta_e}\right] \quad (3.1)$$

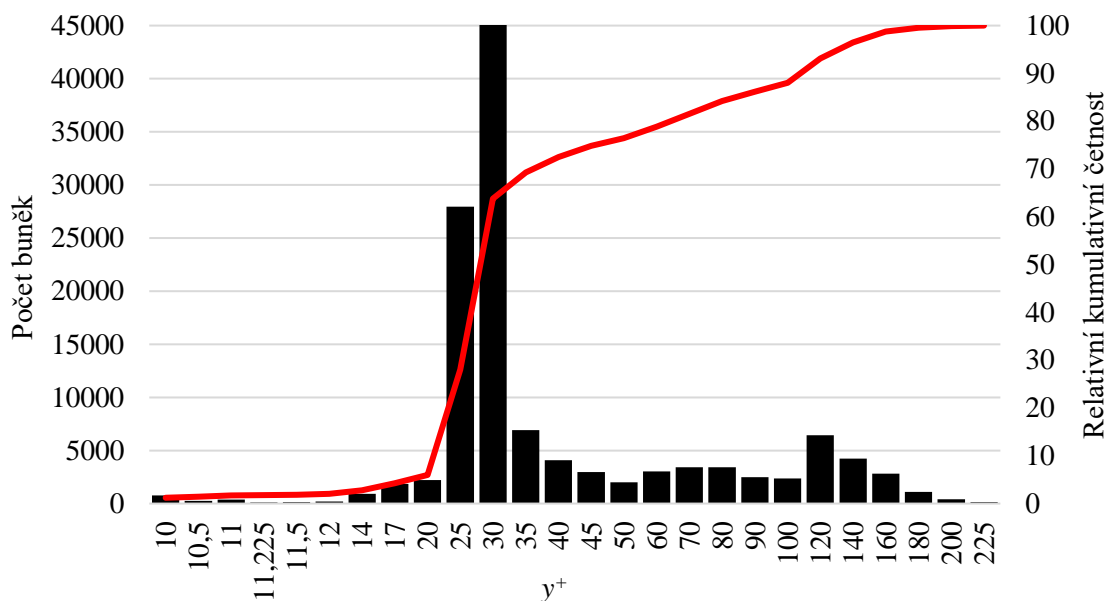
kde θ_{\max} a θ_{\min} reprezentují maximální a minimální úhel v hexahedrální buňce. Úhel θ_e je rohový úhel stejnoúhlého objektu – u hexahedrálních buněk 90° – obdélník. Ideální buňku v tomto případě představuje obdélník, u něhož je hodnota zkosení rovna nule. Kritická hodnota, kterou by neměla žádná buňka překročit je 0,97 (ANSYS Inc., 2016b). V modelech maximální hodnota nepřesáhla 0,91 a počet buněk s hodnotou šikmosti nad 0,8 byl v řádů stovek až tisíců buněk, což je vzhledem k celkovému počtu buněk v rádech statisíců až milionů zanedbatelný počet. Zároveň se tyto buňky nevyskytovaly v částech modelu, kde by významně ovlivnily výsledek.

Dalším kritériem hodnocení kvality výpočetní sítě je *Aspect ratio*. Tento parametr určuje protažení buněk a je to poměr délky ku šířce buňky (ANSYS Inc., 2011). V oblastech ustáleného toku – střední části trubek – mohou být buňky protáhlé bez vlivu na přesnost výpočtu. Naopak v oblastech s velkými gradienty by protáhlé buňky negativně ovlivnily přesnost výpočtu. Tyto předpoklady byly dodrženy.

Nejdůležitějším kritériem hodnocení sítě byla bezrozměrná vzdálenost od stěny y^+ (ANSYS Inc., 2016b), která je závislá na několika veličinách:

$$y^+ = \frac{\rho \cdot u_T \cdot y}{\mu} \quad (3.2)$$

kde ρ je hustota média, u_T je třecí neboli smyková rychlost, y je vzdálenost centroidu buňky od stěny a μ je dynamická viskozita. Viskozita, hustota i třecí rychlost závisí na tlaku a teplotě. V modelech byla uvažována teplota konstantní a tlak byl zadán jako jedna z okrajových podmínek. To však neznamená, že byl tlak konstantní v celém modelu, naopak jeho velikost se měnila vlivem nárůstu statického tlaku diskutovaném v kapitole 2.2 a také vlivem tlakových ztrát. Nelze proto říci, že by hustota, viskozita a smyková rychlost byly konstantní, avšak tlakové změny v modelu nebyly natolik velké, aby výrazným způsobem ovlivnily velikost těchto veličin. Proto byly považovány za konstantní a jediná ovlivnitelná veličina byla vzdálenost buňky od stěny y , která byla upravena tak, aby hodnota y^+ nebyla mimo uvedený rozsah dle ANSYS Inc. (2016a). Rozsah hodnot y^+ závisí na použitém modelu stěnové funkce. Pro všechny modely byly použity *Non-Equilibrium Wall Functions*, protože podle ANSYS Inc. (2016a) jsou doporučeny k použití v komplexních prouděních, kde nastává separace proudů, jejich opětovné spojení a srážení a tok média je vystaven tlakovým gradientům a rychlým změnám. Při použití této stěnové funkce by se měly hodnoty y^+ pohybovat v intervalu 11,225–300. Na obrázku 3.9 lze vidět histogram kumulativní četnosti hodnot y^+ spolu s relativní kumulativní četností pro modelované systémy. Pod spodní hranicí (11,225) se nacházelo vždy maximálně 5 % buněk a horní hranice nebyla překročena.

Obrázek 3.9: Typický histogram kumulativní četnosti y^+

3.3 Nastavení výpočetního modelu

Zařízení obsahující distribuci toku jsou často tepelné výměníky, ve kterých je pro dosažení co nejlepšího přestupu tepla zapotřebí turbulentního proudění, proto byl po vytvoření sítě, která vyhovuje požadavkům kvality, stanoven režim proudění jako turbulentní. Pro turbulentní režim byl zvolen výpočtový model $k-\varepsilon$ varianta *Realizable* spolu s *Non-Equilibrium Wall Functions*, jež jsou nejvhodnější (viz kapitola 3.2) pro modelované systémy. Výše již bylo také zmíněno, že proudícím médiem byla voda s fyzikálními vlastnostmi převzatými z databáze ANSYS Fluent. Jelikož byla tekutina uvažována jako izotermní, nebyla použita rovnice energie, rovněž gravitace nebyla uvažována.

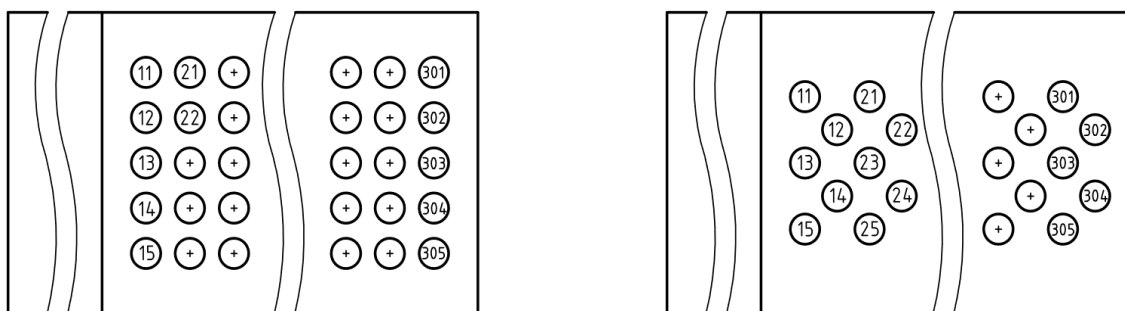
Okrajové podmínky byly nastaveny na vstupu do distributoru a na výstupu z kolektoru. Na vstupu distributoru byla použita podmínka *Mass-flow inlet* – hmotnostní průtok na vstupu a jelikož bylo potřeba zajistit turbulentní proudění, byl proveden výpočet požadovaného hmotnostního průtoku pro velikost Reynoldsova čísla 8000 v oblasti trubek. U všech modelovaných systémů byla dodržena hodnota $Re \approx 8000$ a proto bylo potřeba přepočítávat hodnoty hmotnostních průtoků pro příslušný počet trubek dané geometrie. Na konci výtokové části kolektoru byl na celém příčném průřezu definován specifický výstupní tlak podmínkou *Pressure Outlet*, konkrétně byl zadán statický tlak o velikosti 101325 Pa.

Nejdříve byl spuštěn stacionární výpočet, ve kterém se ovšem u málokterého modelu podařilo dosáhnout konvergence. Většinou se rezidua pohybovala kolem hodnoty 10^{-2} (podrobněji bude popsáno níže), proto bylo vždy provedeno pouze 300 iterací, což bylo dostačující pro získání dobrých počátečních hodnot pro nestacionární výpočet. Ten byl nastaven tak, aby bylo získáno zhruba 100 sekund dat vhodných pro pozdější statistické vyhodnocení. Bylo potřeba určit vhodnou velikost časového kroku, aby došlo ke konvergenci řešení. Velikost časového kroku musí splňovat Courant-Friedrichs-Lewyho kritérium (ANSYS Inc., 2016a), které zajistí, že tekutina během tranzientního výpočtu neproteče více než jednou buňkou. Pravidlo se dá zapsat následovně:

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{u} \quad (3.3)$$

kde Δt je velikost časového kroku, Δx je velikost nejmenší buňky ve směru toku a u rychlost proudění média.

Pro získání dat byly nastaveny v modelu monitorovací plochy pro měření hmotnostního průtoku tekutiny. Plochy byly vytvořeny uprostřed rovného úseku trubek v oblasti s nejustálenějším prouděním. Tyto plochy lze vidět červeně na obrázku 3.3. Plocha každé trubky byla pojmenována číslem, které se skládá ze dvou částí. První udává číslo trubky (sloupec) a druhá představuje číslo řady (řádek). Tímto systémem byly pojmenovány všechny trubky v modelu – viz obrázek 3.10.



Obrázek 3.10 Číslování trubek v „I“ a „S“ konfiguracích

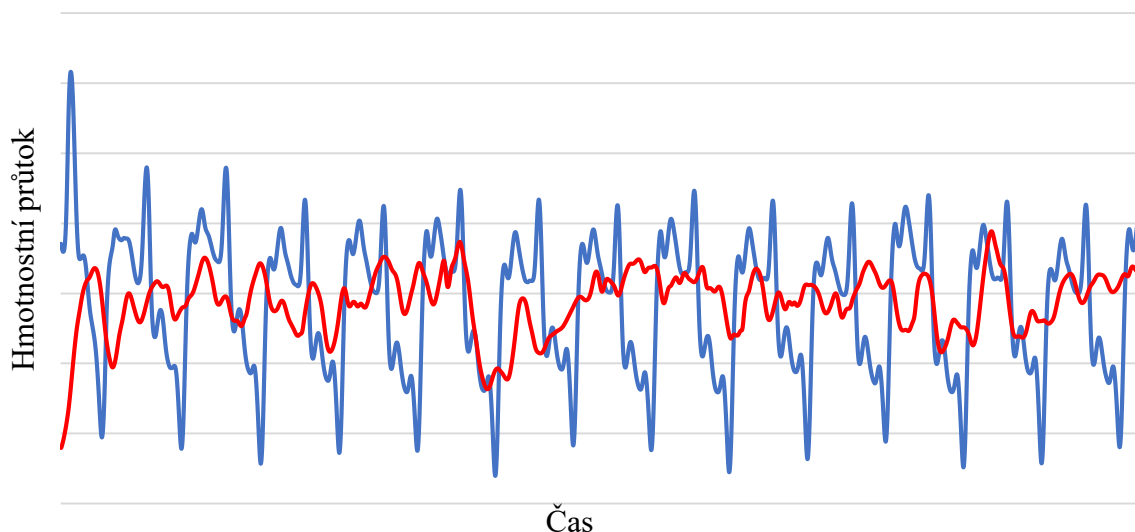
S nastavením popsaným výše byl spuštěn nestacionární výpočet s časovým krokem odhadnutým na 0,007 sekund podle rovnice (3.3). Velikost časového kroku byla poté ponechána, protože každý časový krok byl schopen zkonvergovat do 30 iterací.

Jelikož ve stacionárním výpočtu většinou nedošlo ke konvergenci řešení, a rezidua se po určitém množství iterací pohybovala okolo konstantní hodnoty, byla věnována pozornost zejména nestacionárnímu výpočtu. Kritérií pro hodnocení konvergence lze najít mnoho, většinou se jedná o měření změny veličiny v určitém místě modelu a míry ustálení jejího průběhu v čase. V této práci byly pro hodnocení konvergence použity výchozí veličiny ANSYS Fluent a sice kontinuita, rychlosti ve směrech x, y, z a poté parametry k a ε 10^{-6} . Pokud hodnoty reziduí těchto veličin všechny klesly pod 10^{-3} , časový krok byl považován za zkonvergovaný.

Všechny modely byly spuštěny na 300 iterací stacionárního výpočtu a 14000 časových kroků nestacionárního výpočtu. Takové množství hodnot zajistí spolehlivou přesnost při následném průměrování. Výpočetní čas se odvíjel od počtu buněk jednotlivých modelů, přičemž při tvorbě sítě bylo použito nejúspornějších hexagonálních buněk. Počty buněk se pohybovaly od několika set tisíc pro menší modely (např. 1 a 2 řady trubek) až po cca 2,5 milionu buněk u největších modelů. Výpočet probíhal na clusteru o 12-20 jádrech v závislosti na počtu buněk modelu s tím, že výpočtové časy se pohybovaly od zhruba 18 hodin pro malé modely do dvou až třech dnů pro modely velké.

Výsledkem nestacionárního výpočtu byly průběhy hmotnostních průtoků v čase pro všechny trubky v modelu. V modelovaných systémech nikdy nedošlo k ustálenému proudění, ale průtoky oscilovaly kolem určité hodnoty s různou periodou (obrázek 3.11 modře) a někdy oscilovaly bez zjevné střední hodnoty či periody (obrázek 3.11 červeně). Vypočítaná data obsahovala vždy sadu hodnot hmotnostních průtoků v závislosti na čase a kvůli oscilaci průtoků bylo potřeba stanovit jejich průměr, který poté bude brán jako konečná hodnota průtoku v trubce. Průběhy průtoků mají vždy zpočátku neustálený charakter a poté se případně objeví pravidelná oscilace. U průběhu s jasnou periodou opakování byl vybrán

takový interval výpočetního času, který odpovídá celočíselnému počtu period, u průběhů bez periody byla vyloučena počáteční velmi neustálená data. Tento rozsah dat byl poté zprůměrován a byla stanovena relativní směrodatná odchylka od rovnoměrného rozdělení.



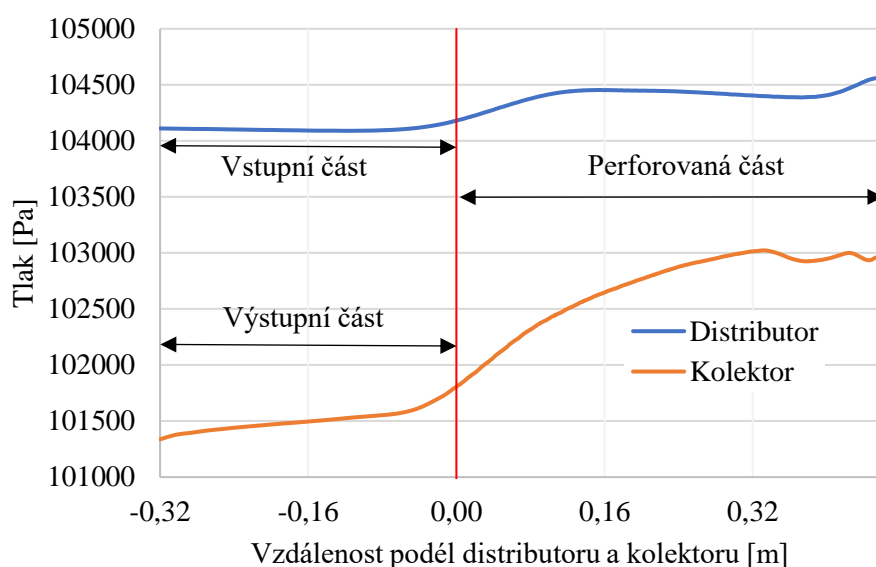
Obrázek 3.11 Typické průběhy hmotnostních průtoků v čase

3.4 Vyhodnocení dat

Výše uvedeným způsobem byly získány hodnoty průtoků jednotlivými trubkami pro všechny modelované geometrie a byly zkoumány vlivy různých parametrů na jejich velikosti a průběhy. Rovněž byly analyzovány tlakové profily a různé nestability, kvůli kterým dochází k odchýlení dat od předpokládaných hodnot.

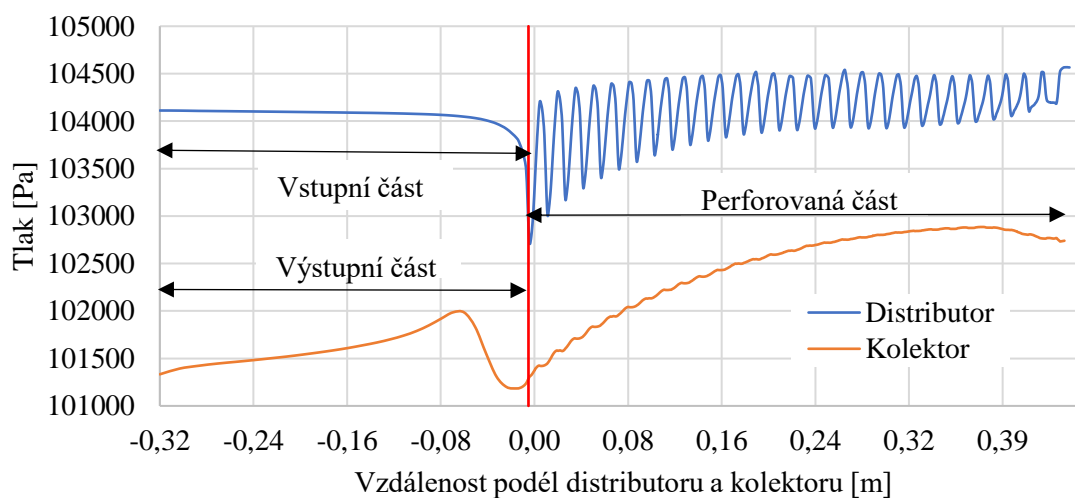
3.4.1 Uspořádání „U“ s trubkami v zákrytu

Pomocí dat z nestacionárního CFD výpočtu byly získány hodnoty tlaků po délce distributoru a kolektoru. Jak distributor, tak kolektor disponují vstupní, potažmo výstupní částí, kde se tlak mění pouze vlivem třecích tlakových ztrát. Okrajovou podmínkou v CFD výpočtu bylo stanoveno, že tlak na výstupu z kolektoru musí mít hodnotu 101325 Pa. Od tohoto tlaku se poté odvíjí tlak ve zbytku celého systému. Průběhy tlaků po délce byly vykresleny do grafu na obrázku 3.12, kde vodorovná osa představuje délku podél distributoru, případně kolektoru. V modelech byl umístěn střed souřadnicového systému na začátek perforované části distributoru tak, aby kapalina proudila v kladném směru osy x. Proto mají délkové souřadnice v místech vstupních a výstupních hrdel pro „U“ uspořádání záporné hodnoty. Možnost rovnoměrného rozdělení toku byla malá vzhledem ke konstantnímu průřezu distributoru po jeho délce. Na obrázku 3.12 jsou zobrazeny tlakové profily ve středu průměru distributoru a kolektoru s červenou čarou oddělující vtokové a výtokové části. Podle očekávání v „U“ konfiguraci tlak v distributoru ve směru toku roste, zatímco v kolektoru klesá a jejich rozdíl klesá od začátku vtoku ke konci distributoru, což bude mít za následek klesající průtoky v jednotlivých trubkách ve směru toku distributoru.



Obrázek 3.12: Tlakové profily v distributoru a kolektoru

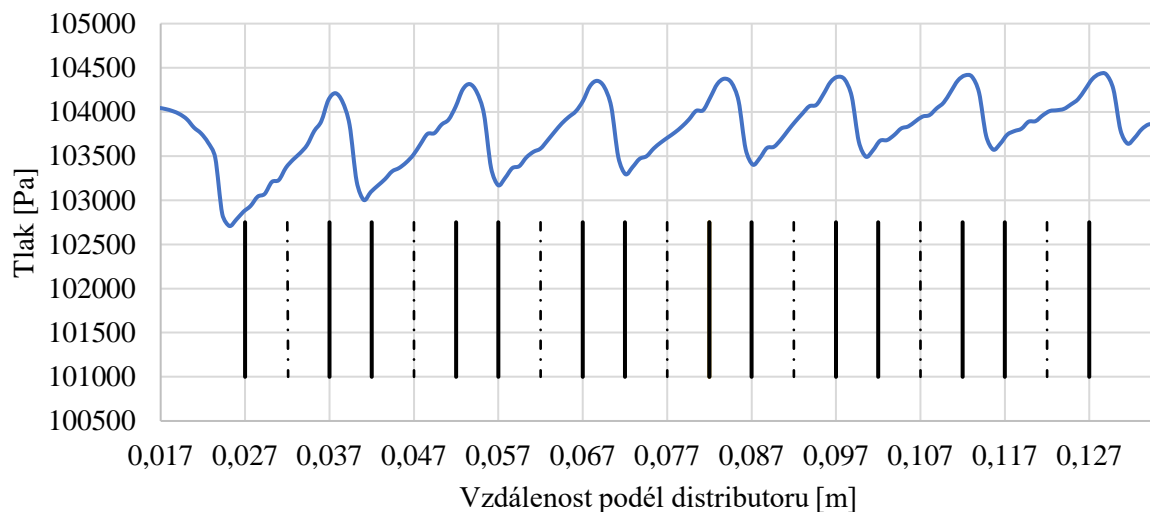
Pokud je vykreslen tlak v blízkosti ústí trubek, lze vidět vliv otvorů na průběh tlaku po délce distributoru. Jeho průběh, zobrazený na obrázku 3.13, je značně kolísavý vlivem nárůstu statického tlaku v místě trubek a poklesem tlaku vlivem třecí tlakové ztráty. V kolektoru naopak tlak klesá ve směru toku média vlivem přítoku kapaliny jednotlivými trubkami.



Obrázek 3.13: Tlakový profil v blízkosti ústí trubek

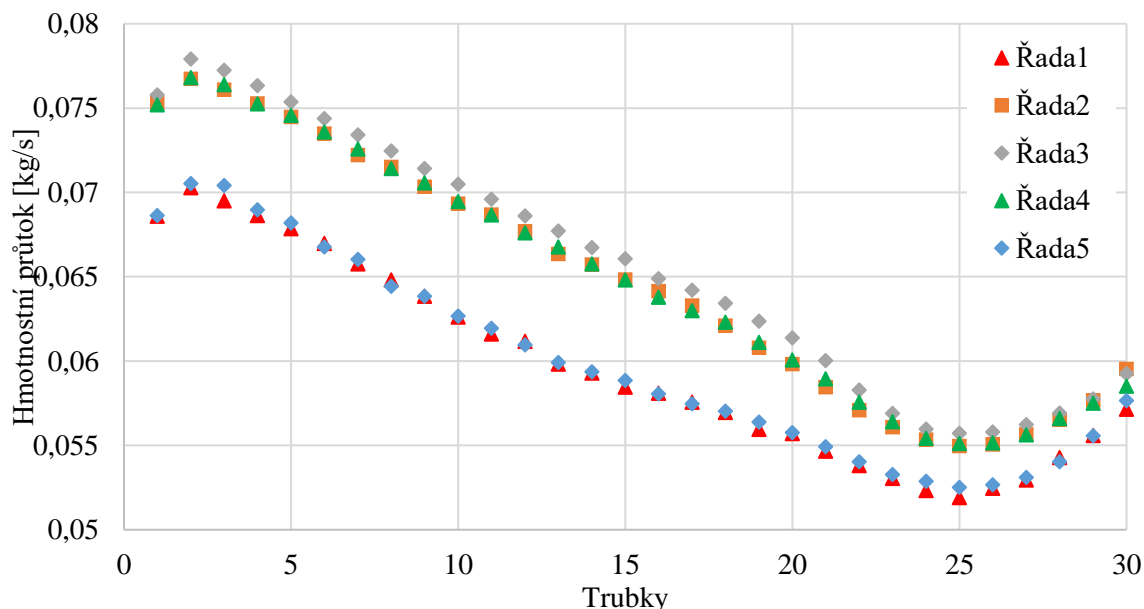
Při vykreslení tlakového profilu spolu s ústím trubek na obrázku 3.14 je vidět, že po průřezu trubky dojde vždy k nárůstu statického tlaku, kdežto mezi trubkami tlak opět klesá kvůli třecím tlakovým ztrátám. Velikost nárůstu statického tlaku vlivem odtoku kapaliny do trubek po délce klesá kvůli zmenšujícímu se množství kapaliny opouštějící distributor. Takový průběh tlaku je podél distributoru ve všech modelovaných konfiguracích bez ohledu na uspořádání vtokových a výtokových hrdel nebo trubek. Tlakový profil v distributoru nevykazuje tak výrazné kolísání, protože vlivem výtoku tekutiny z trubek dochází

ke snižování tlaku, stejně jako vlivem třecích ztrát. Obě dílčí snížení se proto spojí do celkově klesající křivky ve směru toku.

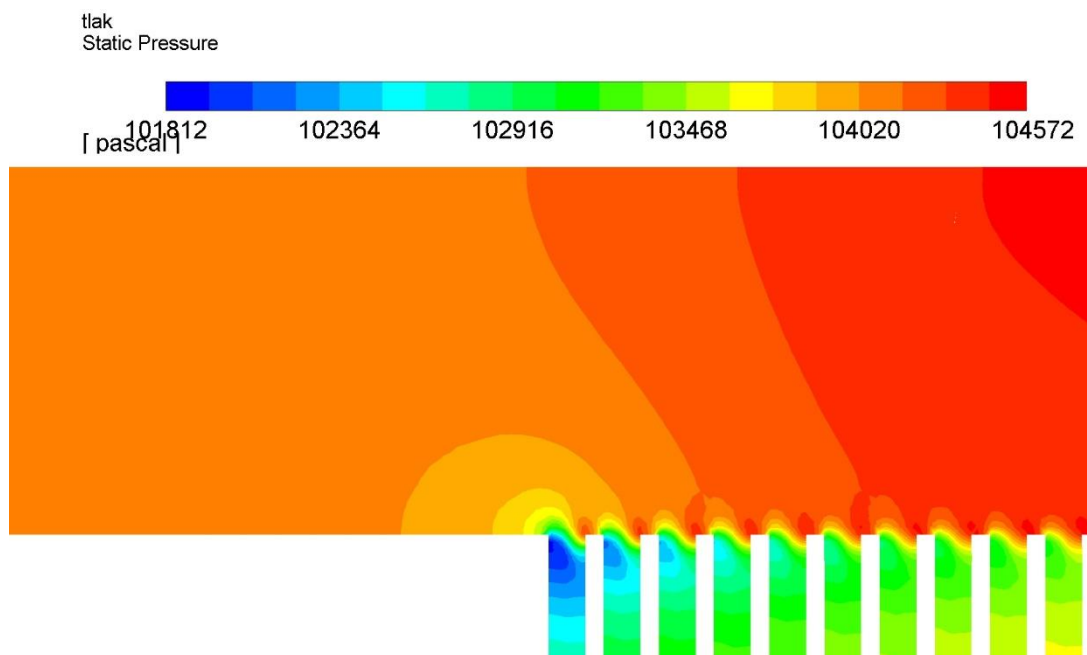


Obrázek 3.14: Vykreslení tlakového profilu distributoru spolu s ústím trubek

Po vynesení průměrů průtoků jednotlivými trubkami na obrázku 3.15 je vidět, že důsledkem klesajícího tlakového rozdílu mezi distributorem a kolektorem jsou průtoky klesající. Průtoky první trubkou jsou oproti očekávání nižší než průtoky následující. To je způsobeno nejspíše tím, že tekutina po vtoku do perforované části distributoru není schopna tak rychle změnit směr toku, a proto přes první otvory „přeteče“ a až poté se vytvoří turbulentnější charakter proudění, který umožní snazší vtok do otvorů. Na obrázku 3.16 jsou vykresleny kontury statického tlaku v rovině protínající osy trubek prostřední řady. Je zde patrné, že snížení tlaku v oblasti vtoku do prvních trubek způsobí snížení tlakového rozdílu mezi distributorem a kolektorem, jehož následkem je menší průtok prvními trubkami.

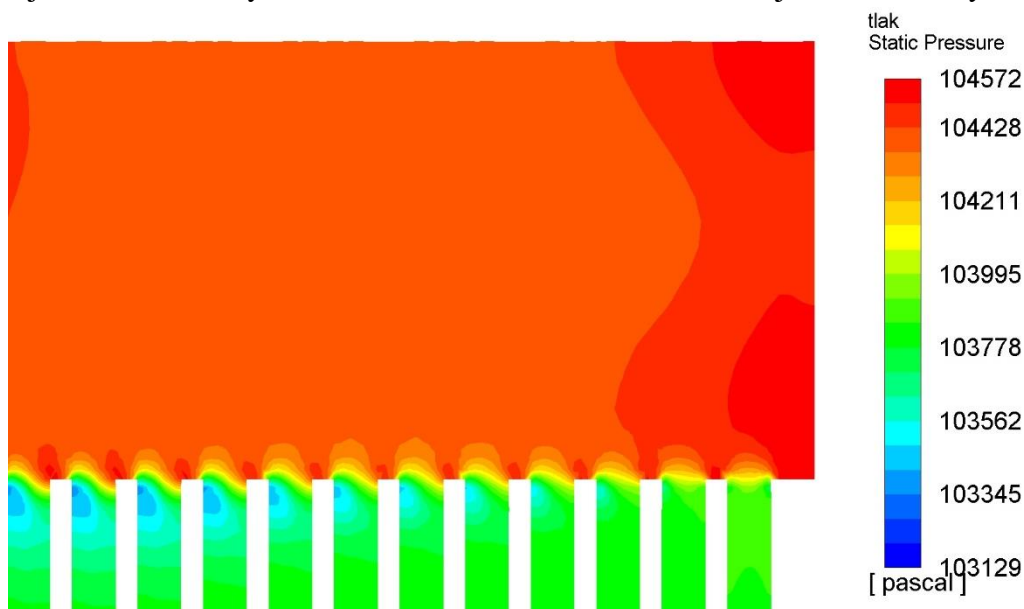


Obrázek 3.15: Průtoky trubkami po délce distributoru pro variantu U-5R30T-I



Obrázek 3.16: Tlak v oblasti vtoku do prvních trubek

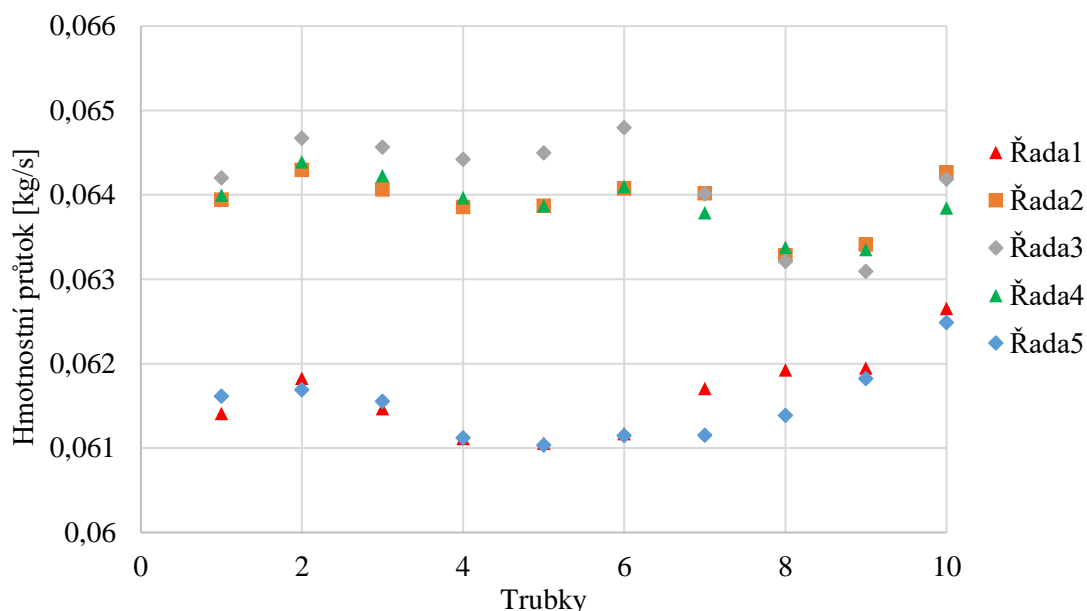
Další neočekávaný průběh dat je v „U“ uspořádání u koncových trubek (konkrétně trubky 25-30 na obrázku 3.15). Průtoky náhle změni svůj klesající trend podél distributoru na rostoucí. To je způsobeno nárůstem tlaku v koncové části distributoru. Tekutina proudí distributorem a poté „narazí“ na stěnu a odráží se zpět proti proudu. Tím zde vzroste tlak, což má za následek zvýšení tlakového spádu mezi distributorem a kolektorem. Na obrázku 3.17 jsou vidět kontury statického tlaku na konci distributoru a jeho lokální zvýšení.



Obrázek 3.17: kontury tlaku v koncové oblasti distributoru

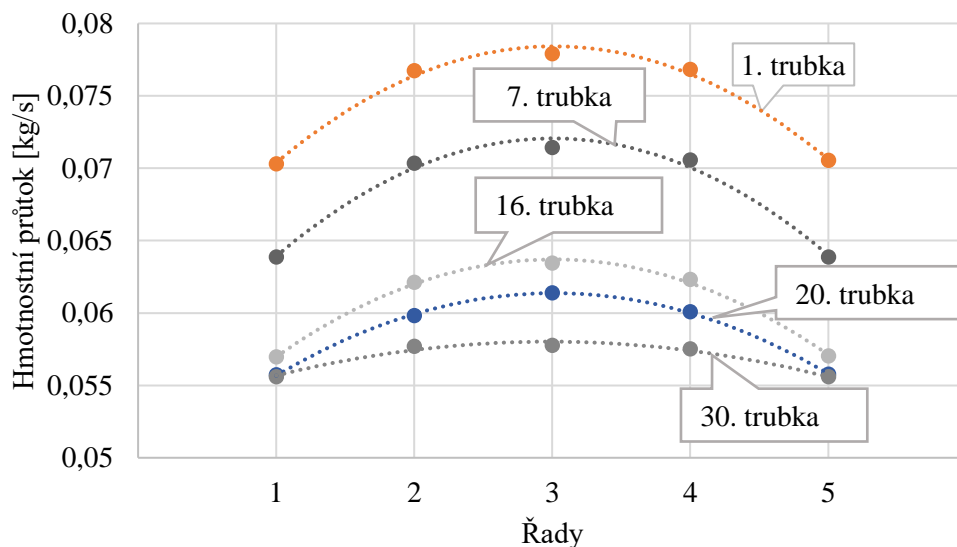
Geometrie s malými počty trubek vykazují jiná specifika než modely s více trubkami. Jelikož jsou distributor a kolektor v tomto případě velmi krátké, ovlivnění průtoku jevy na konci a začátku distributoru dochází u procentuálně více trubek, než je tomu u geometrií s více trubkami. Na obrázku 3.18 jsou vyobrazeny hmotnostní průtoky pro geometrii o pěti řadách a deseti trubkách. Je patrné, že na malé délce distributoru se nedokáže vytvořit

hladký tlakový profil po délce distributoru, který by umožnil rovnoměrně klesající průtoky. Geometrie s pouze deseti trubkami mají průtoky velice ovlivněny jevy na začátku a konci distributoru popsanými výše. Tyto modely sice nevykazují předpokládaný klesající průběh, ale průtoky jednotlivými trubkami se více přibližují rovnoměrné distribuci toku.



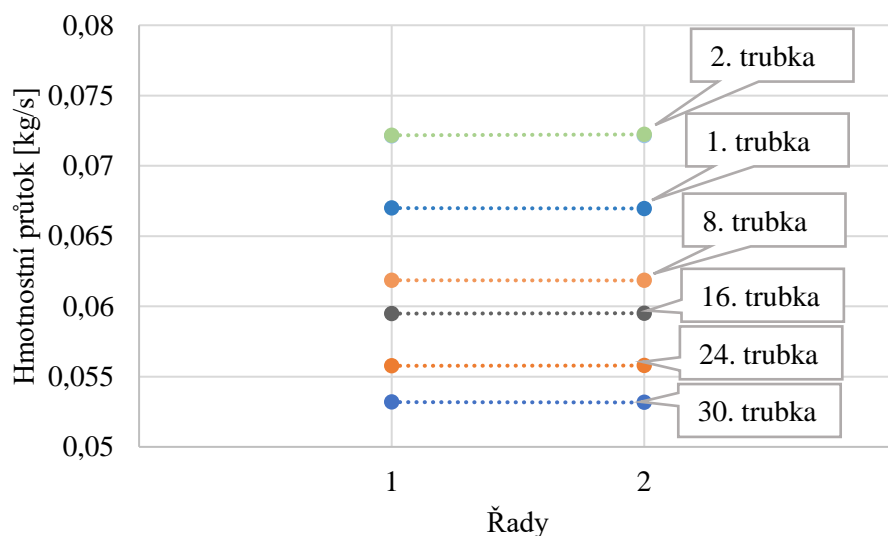
Obrázek 3.18: Průtoky pro U-5R10T-I

Bylo potřeba vzít v úvahu také průběh průtoků napříč řadami. Na obrázku 3.19 je patrné, že v trubkách napříč řadami nejsou průtoky stejné. Konkrétně u geometrie s pěti řadami je největší průtok prostřední řadou a průtoky ostatních řad jsou vždy menší. Průběh průtoků napříč řadou lze vyjádřit rovnicí paraboly čili polynomem druhého stupně. Zakřivení paraboly se zmenšuje ve směru toku tekutiny po délce distributoru a rozdíly v průtocích napříč řadami se tak zmenšují. Zatímco v prvních trubkách se průtoky liší o 10 % v posledních trubkách je to už jen 5 %.



Obrázek 3.19: Průtoky napříč řadami podél distributoru pro U-5R30T-I

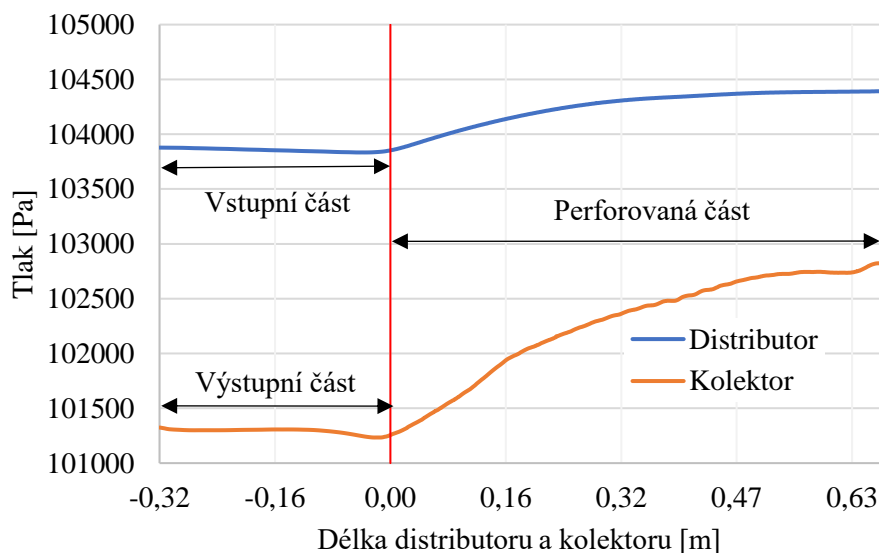
U geometrií se dvěma řadami trubek došlo k rovnoměrnému rozdělení tekutiny mezi obě větve. Na obrázku 3.20 je vidět, že průtoky napříč řadami jsou stejné, dochází pouze k jejich snižování po délce distributoru a první trubkou protékalo opět nižší množství tekutiny než druhou.



Obrázek 3.20: Průtoky napříč řadami pro U-2R30T-I

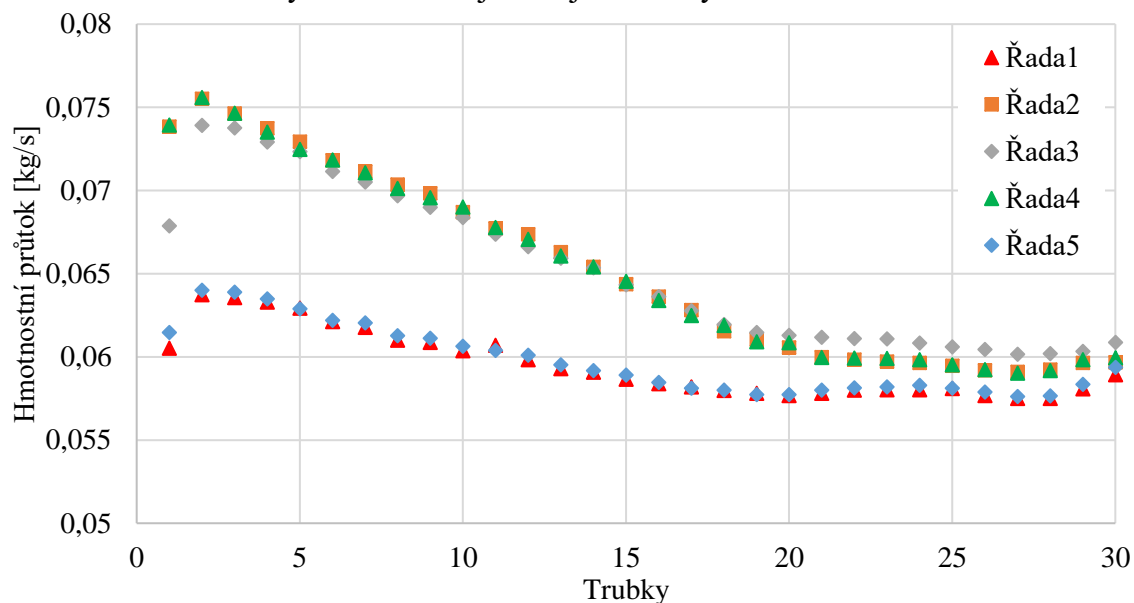
3.4.2 Uspořádání „U“ s prostřídánými trubkami

Tlakový profil „S“ uspořádání trubek se v distributoru nvyznačuje na rozdíl od „U“ konfigurace s trubkami v zákrytu zvýšením tlaku v koncové části. Celkově jsou křivky tlaků na obrázku 3.21 hladší a tlakový rozdíl po délce se snižuje rovnoměrněji než u trubek v zákrytu. Lze říci, že v „S“ uspořádání došlo k plynulejšímu vývinu tlakových polí a k omezení nárůstu tlaku v koncové části distributoru.



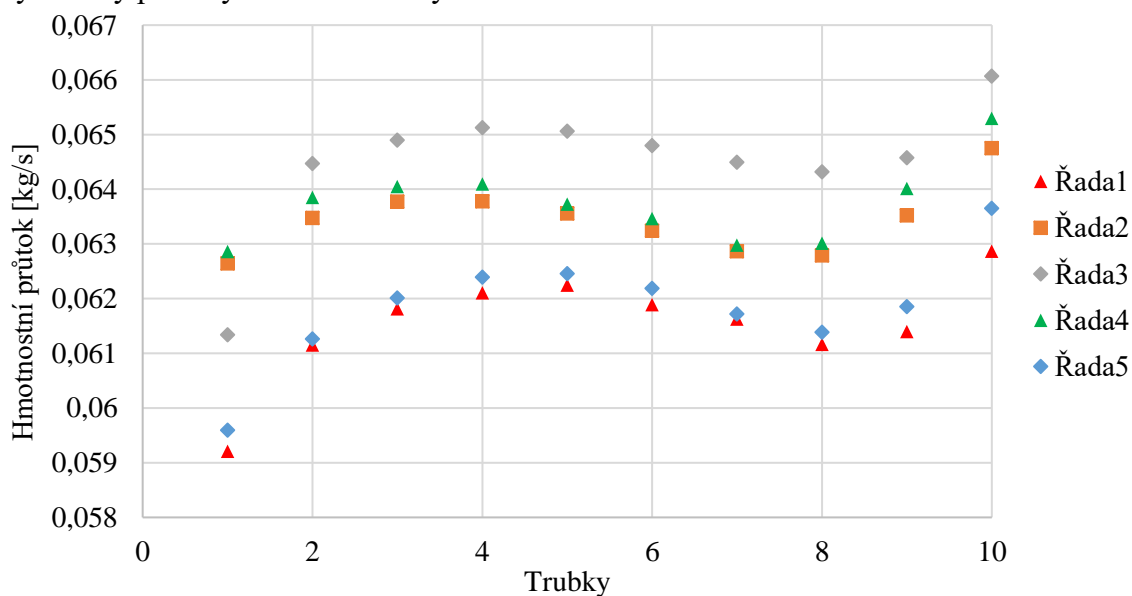
Obrázek 3.21: Tlakový profil pro U-5R30T-S

Průměry průtoků vynesené na obrázku 3.22 vykazují u prvních trubek nižší průtok než u trubek druhých, stejně jako u „U“ uspořádání s trubkami v zákrytu, ale zvýšení tlaku na konci distributoru už zde není tak výrazné. Nedochází k významnému zvýšení tlaku, ale spíše k zpomalení klesajícího trendu s mírným růstem v posledních třech trubkách. Tato změna trendu je způsobena větší délkou distributoru a kolektoru u prostřídání uspořádání oproti uspořádání v zákrytu. Trubky „S“ konfigurace mají mezi sebou rozteč ve směru toku 22 mm, kdežto prostřídání trubky pouze 15 mm. Díky tomu se mezi delším distributorem a kolektorem dokáže vytvořit stabilnější klesající tlakový rozdíl.



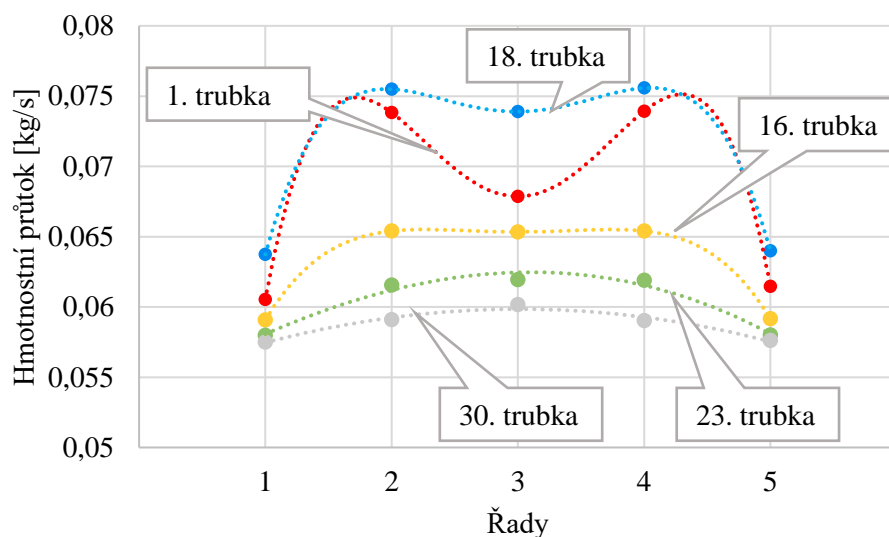
Obrázek 3.22: Průběhy průtoků pro U-5R30T-S

U geometrie s malým počtem trubek na obrázku 3.23 se průtoky ve směru toku jeví jako rostoucí, poté klesající, a nakonec opět rostoucí. Ono kolísání je však v rámci docela malých rozsahů průtoků. Zatímco u modelu s třiceti trubkami se průtoky měnily od 0,06 kg/s až po 0,075 kg/s, což představuje snížení asi o 20 % z nejvyšší hodnoty, v případě desetitrubkové geometrie na obrázku 3.23 je rozdíl jen 8 %. V jiném měřítku osy y by se tedy průtoky relativně blížily rovnoměrnému rozdělení.



Obrázek 3.23: Průběhy průtoků pro U-5R10T-S

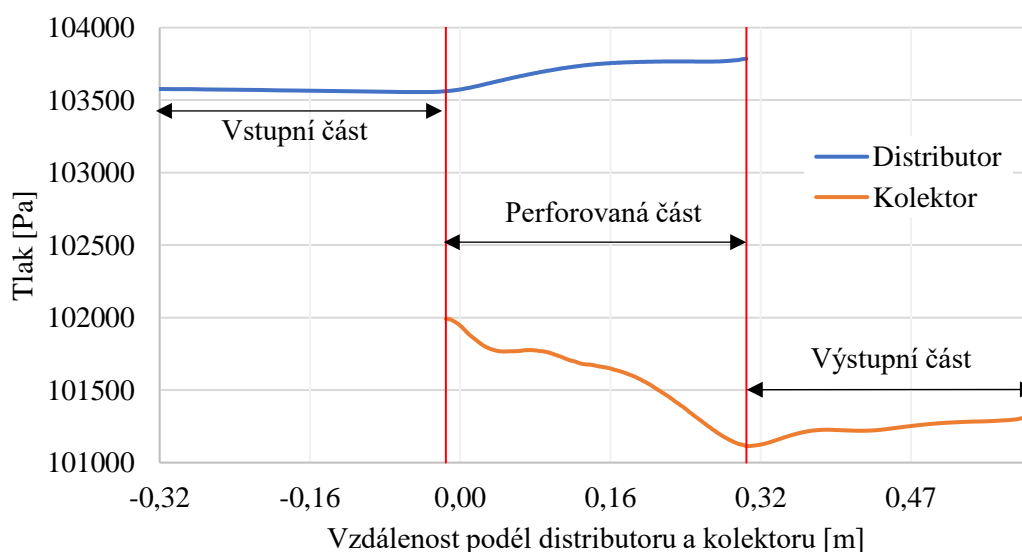
V prostřídáném uspořádání se napříč řadami objevuje různá závislost po délce distributoru. Červené body a jejich spojnice na obrázku 3.24 zobrazují průtoky prvními trubkami napříč řadami v prostřídáném uspořádání. Při zkoumání průtoků dalšími trubkami je vidět, že výrazné kolísání průtoků napříč řadami se postupně zmírňuje a na konci distributoru už k popisu průběhu stačí polynom 2. řádu. Pro dvě řady trubek dojde opět k rovnoměrnému rozdělení mezi obě větve.



Obrázek 3.24: Průtoky napříč řadami pro U-5R30T-S

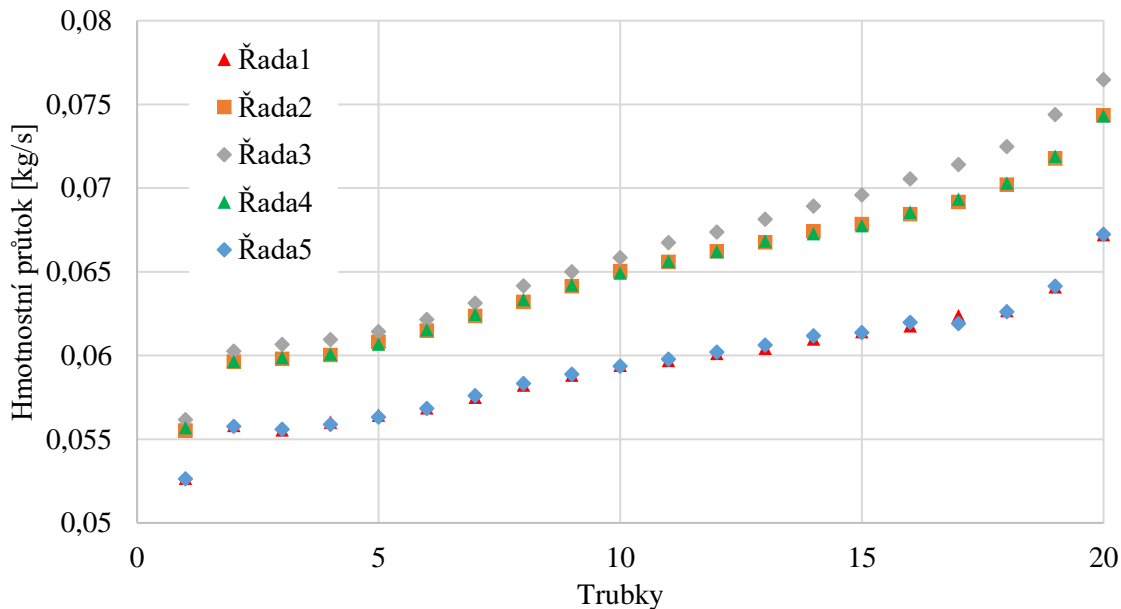
3.4.3 Uspořádání „Z“ s trubkami v zákrytu

Na obrázku 3.25 mezi červenými čarami vymezujícími perforovanou část je vidět, že v „Z“ uspořádání je tlak v kolektoru klesající ve směru toku a ve výtokové části jen mírně roste. Tlakový rozdíl mezi distributorem a kolektorem se tak zvětšuje ve směru toku a tím dochází ke zvyšování průtoků. Vstupní a výstupní zóny se jeví jako delší vzhledem k délce perforované části než u předchozích geometrií. Je to však způsobeno tím, že na obrázku 3.25 je tlakový profil pro geometrii s dvaceti trubkami. Délky vstupních a výstupních částí jsou u všech geometrií stejné, mění se pouze délky částí perforovaných.



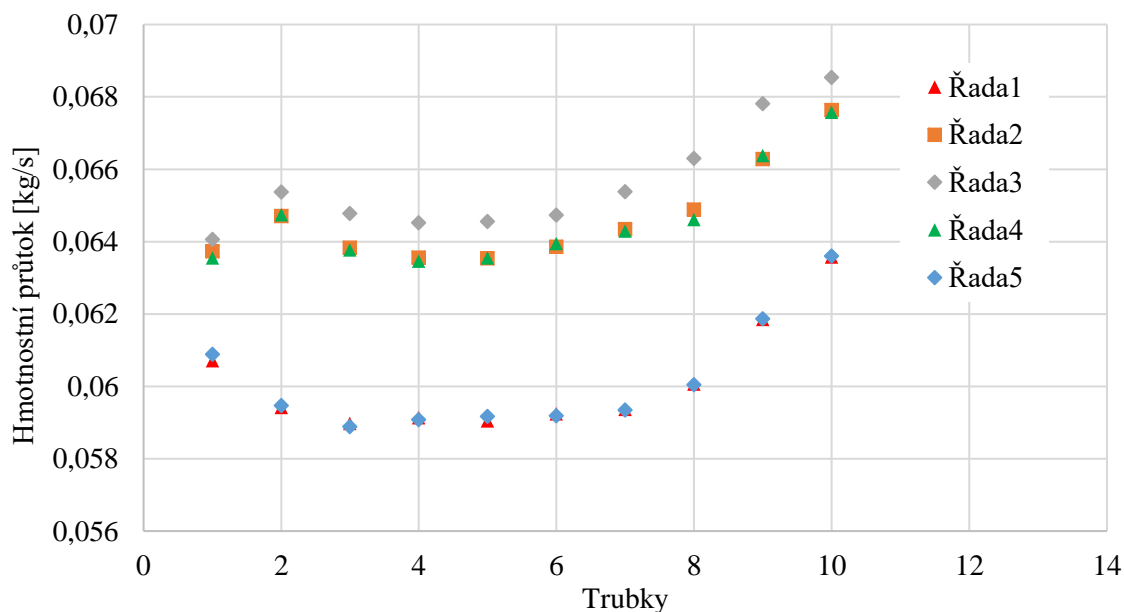
Obrázek 3.25: Tlakový profil v "Z" uspořádání

Dle očekávání je průběh průtoků v „Z“ uspořádání ve směru toku rostoucí. Opět dochází k výše popsanému snížení průtoku v prvních trubkách. Zvýšení průtoku na konci distributoru vlivem nárůstu tlaku se zde objevuje také, ovšem v menší míře než u „U“ uspořádání. Na obrázku 3.26 je typický průběh průtoků pro geometrii s několika řadami. Obecně lze říci, že „Z“ konfigurace vykazuje nejhladší průběhy průtoků bez větších nehomogenit.



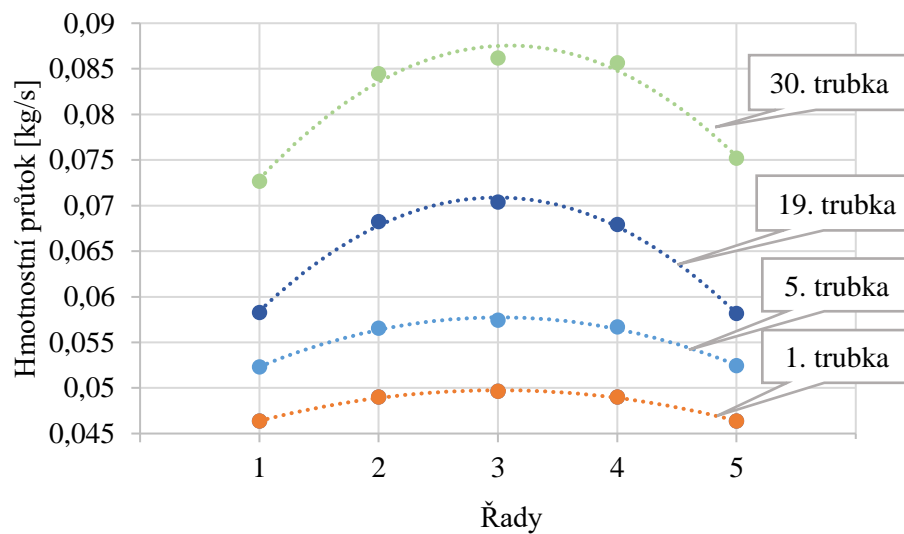
Obrázek 3.26: Průtoky v trubkách pro Z-5R20T-I

V případě malého počtu trubek se v první třetině délky objevuje klesající trend průtoků, který se poté změní na rostoucí. Také si lze na obrázku 3.27 povšimnout, že průtoky první a páté řady nejsou v první trubce nižší než v trubce druhé. Průtoky se zde mění o zhruba 6 %, což opět přibližuje geometrii s malým počtem trubek k rovnoměrnému rozdělení toku.



Obrázek 3.27: Průtoky v trubkách pro Z-5R10T-I

Jelikož se v „Z“ konfiguraci vyskytuje uspořádání v zákrytu, mají průtoky napříč řadami opět parabolický profil s tím rozdílem, že se ostrost paraboly zvyšuje po délce distributoru čili je závislá na hodnotě průtoku v daném místě podél distributoru. Na obrázku 3.28 jsou vyobrazeny parabolické průběhy průtoků napříč řadami pro vybrané trubky.



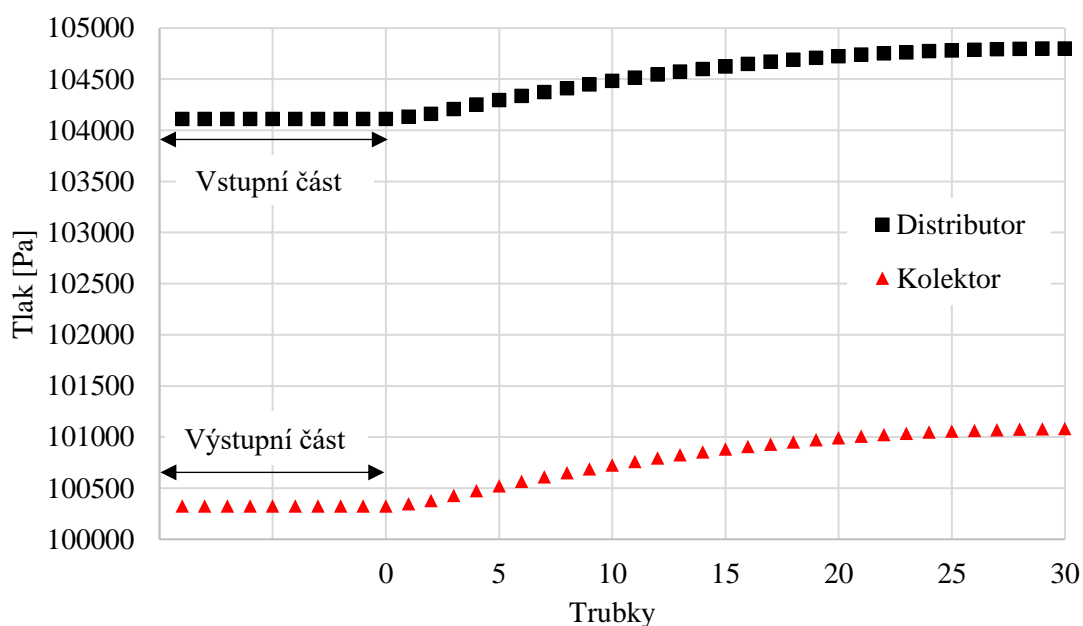
Obrázek 3.28: Průtoky napříč řadami pro Z-5R10T-I

4 Použitelnost základního kvazi-1D modelu v praxi

Kvazi-1D model slouží k rychlému výpočtu rozdělení tekutiny do jednotlivých trubek a měl by poskytnout lepší odhady oproti uvažování rovnoměrné distribuce toku. Zjednodušený 1D model byl vytvořen v softwaru Octave implementováním poznatků z Baileyho (1975) popsaných v kapitole 2. Model obsahoval základní geometrické parametry korepondující se systémy modelovanými v CFD. Základními proměnnými parametry byly počty trubek a řad, od kterých se odvíjely další vztahy. Při iterativním výpočtu byly získány tlakové profily v distributoru a kolektoru podle nichž byly poté vypočteny hmotnostní průtoky jednotlivými trubkami.

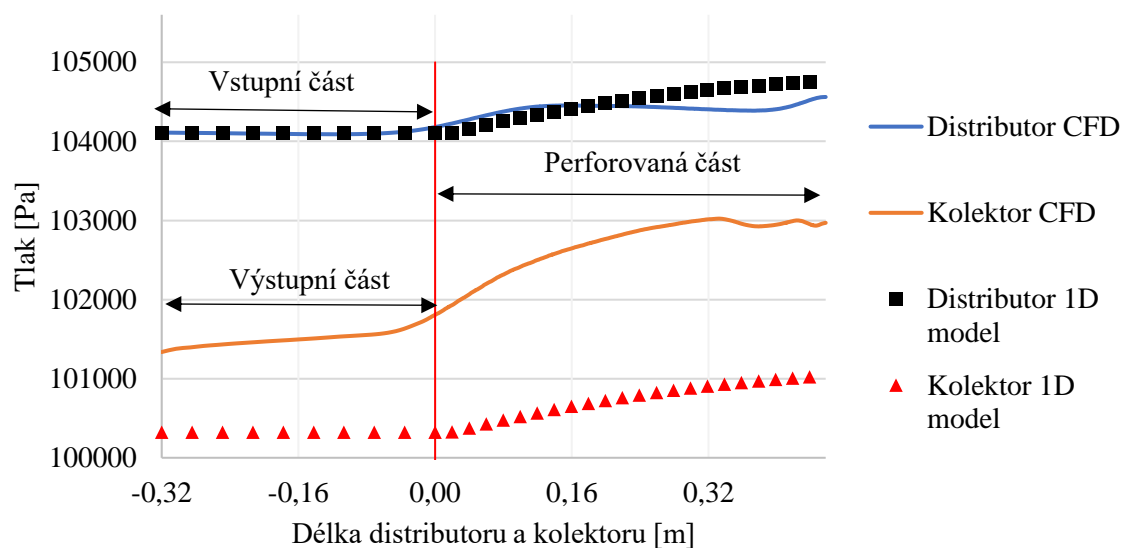
4.1 Konfigurace „U“ s trubkami v zákrytu

Na obrázku 4.1 jsou vypočtené tlakové profily pro „U“ uspořádání, které jsou oproti CFD datům na obrázku 3.12 hladší. Počáteční tlak v distributoru 1D modelu byl uvažován stejný jako v CFD modelu, kde se pohyboval kolem 104 kPa. Tento tlak, postupně snížený o tlakovou ztrátu ve vtokovém hrdle, byl vstupním tlakem pro perforovanou část v 1D modelu. Rozdíl tlaků se mezi distributorem a kolektorem ve směru toku mění jen velice málo, i když byly ve výpočtu zahrnuty jak nárůsty statických tlaků vlivem odtoku kapaliny, tak pokles tlaku způsobený tlakovými ztrátami.



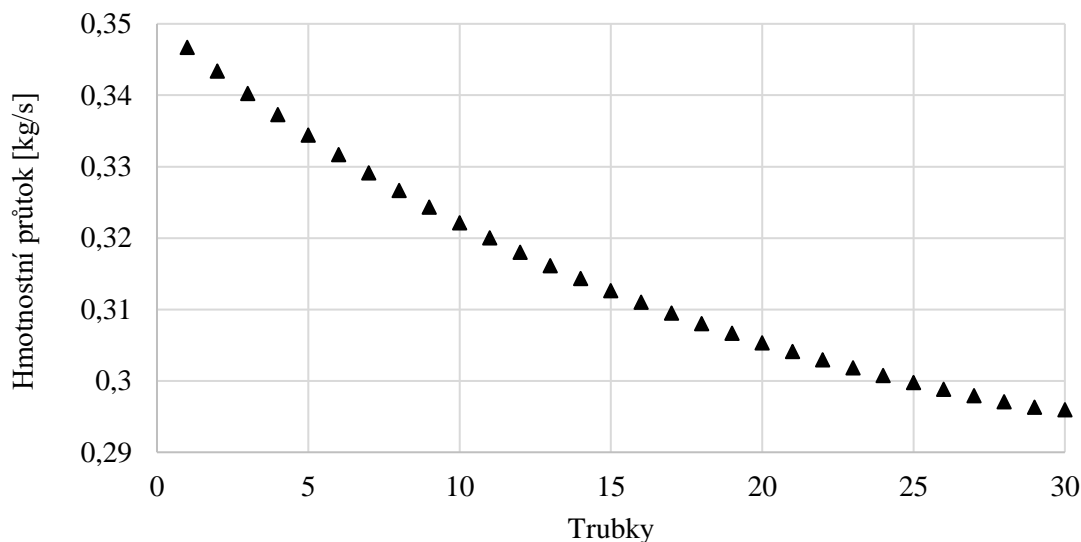
Obrázek 4.1: Tlakový profil v 1D modelu

Při pohledu na obrázek 4.2 jsou patrné rozdíly v tlakových profilech ze zjednodušeného 1D modelu a z CFD výpočtu. Je vidět, že rozdíly tlaku mezi distributorem a kolektorem v CFD modelu výrazně klesají, kdežto u 1D modelu je tlakový rozdíl ve stejném měřítku téměř konstantní. Zjednodušený model nezohledňuje řadu faktorů, které jsou zahrnuty v CFD modelu jako je turbulence proudění, nárůst tlaku v koncové části distributoru, odtrhávání proudů apod. Vlivem zjednodušení se u 1D modelu neobjevují žádné nestability, jako je nárůst tlaku na konci distributoru a menší průtok první trúbkou.



Obrázek 4.2: Tlakové průběhy z 1D modelu v kontextu s průběhy z CFD

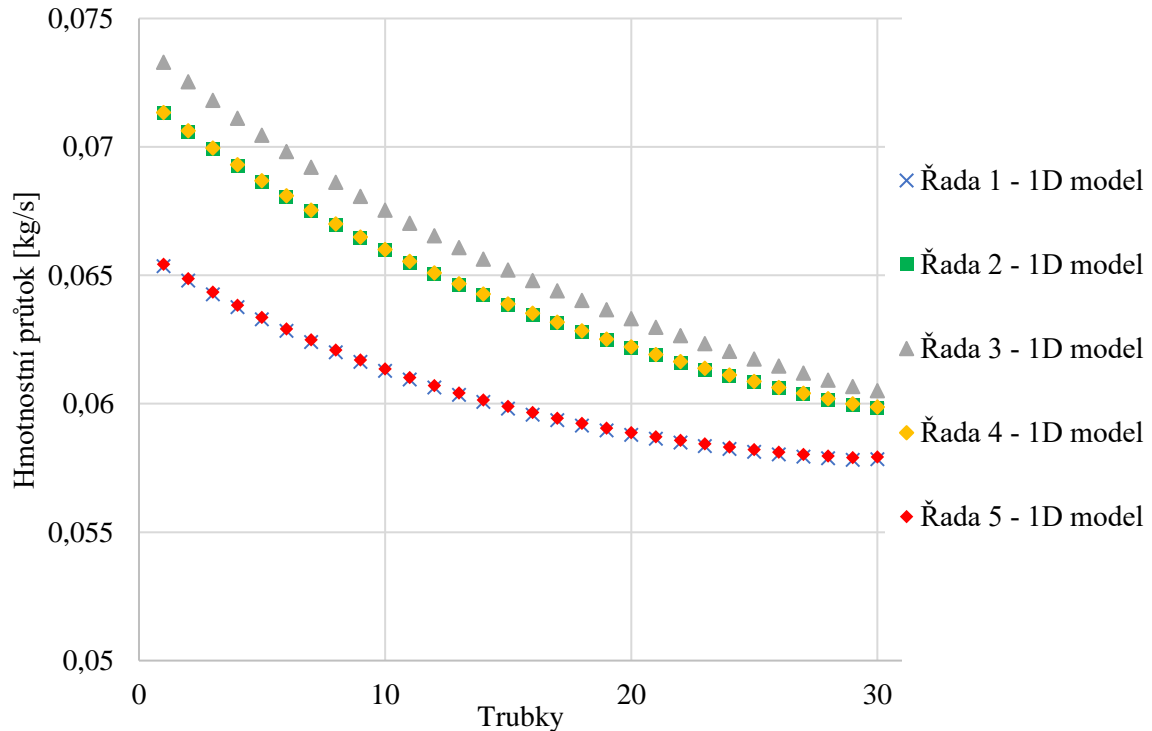
Hmotnostní průtoky 1D modelu vypočtené z tlakových rozdílů pro „U“ konfiguraci s trubkami v zákrytu mají klesající charakter, což odpovídá předpokladům stanoveným z CFD výpočtu. Po bližším pohledu na obrázek 4.3 je patrné, že onen klesající průběh je v rámci rozsahu hodnot 0,295 – 0,345. To je pokles o skoro 15 % z nejvyšší hodnoty a níže bude popsáno, zda tento pokles koresponduje s daty z CFD modelů.



Obrázek 4.3: Hmotnostní průtoky Zjednodušeného 1D modelu

Jelikož je zjednodušený model v podstatě jednodimenzionální, poskytne data pouze pro jednu řadu trubek. Například pro systém s pěti řadami trubek model vypočetl hodnoty pro imaginární jednořadý systém, v němž každá trubka měla průtok o zhruba pětinašobné hodnotě. Avšak, jak bylo popsáno v kapitole 3.4, průtoky napříč řadami nejsou konstantní, ale jejich průběh je parabolický s tím, že zakřivení paraboly se mění s přibývajícím trubkami. Tento jev bylo potřeba zachytit i ve zjednodušeném modelu, aby se dala data relevantně porovnat. Proto byla vytvořena závislost zakřivení paraboly na délce distributoru a každý průtok byl rozdělen podle polynomu druhého řádu. Tím byly získány průběhy

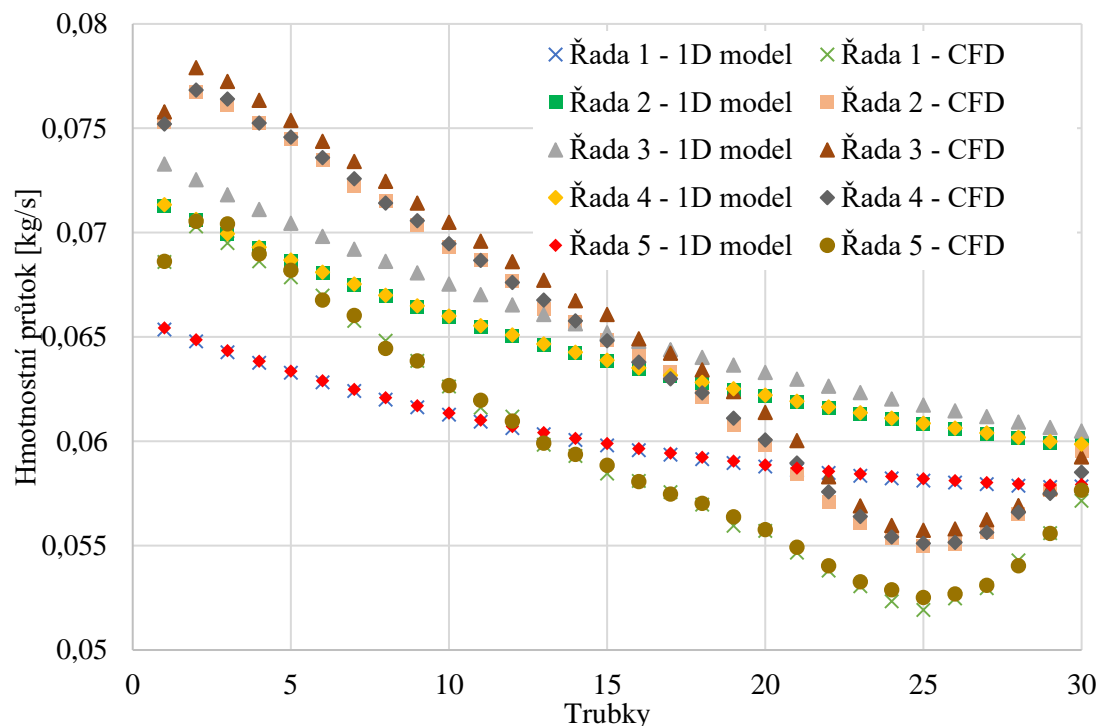
průtoků pro stejný počet řad, jako v CFD výpočtu. Na obrázku 4.4 je jsou průtoky, které byly získány rozdělením do pěti řad. Je vidět, že korespondují s rozdělením z CFD simulací, kde průtoky krajními řadami – řady 1 a 5 – jsou nižší než průtoky ostatními řadami a průtok prostřední řadou je nejvyšší.



Obrázek 4.4: Průtoky vypočtené 1D modelem po rozdělení do jednotlivých řad

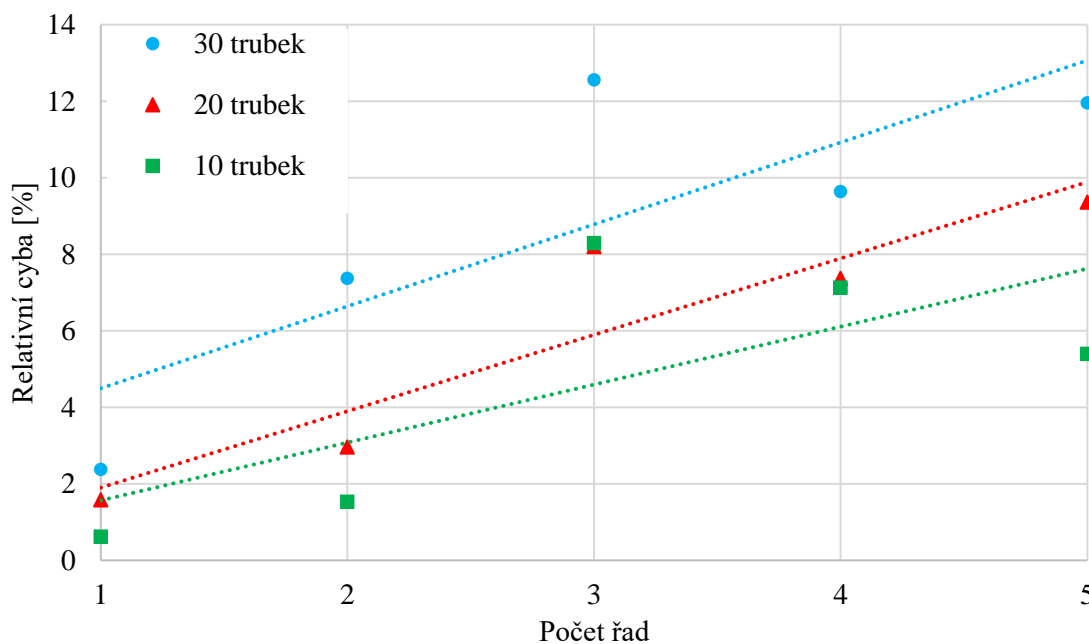
Pro vyhodnocení použitelnosti zjednodušeného 1D modelu bylo potřeba data z jeho výpočtu srovnat s daty z CFD. Na obrázku 4.5 lze vidět hmotnostní průtoky vypočtené 1D a CFD modelem. Aby byly průtoky porovnány, byla vypočtena relativní chyba mezi hodnotou 1D a CFD výpočtu pro každou trubku podle rovnice (4.1). Z množiny relativních chyb byla vybrána maximální chyba, která reprezentuje odchylku 1D výpočtu od CFD výpočtu pro danou geometrickou variantu. Analogicky byla stanovena maximální chyba ideální distribuce kapaliny od CFD výpočtu a porovnáním těchto dvou maximálních chyb lze získat představu o tom, nakolik 1D model zpřesní odhad průtoků oproti uvažování rovnoměrného rozdělení.

$$\text{Rel. chyba} = \frac{|\dot{m}_{CFD} - \dot{m}_{1D}|}{\dot{m}_{CFD}} \quad (4.1)$$

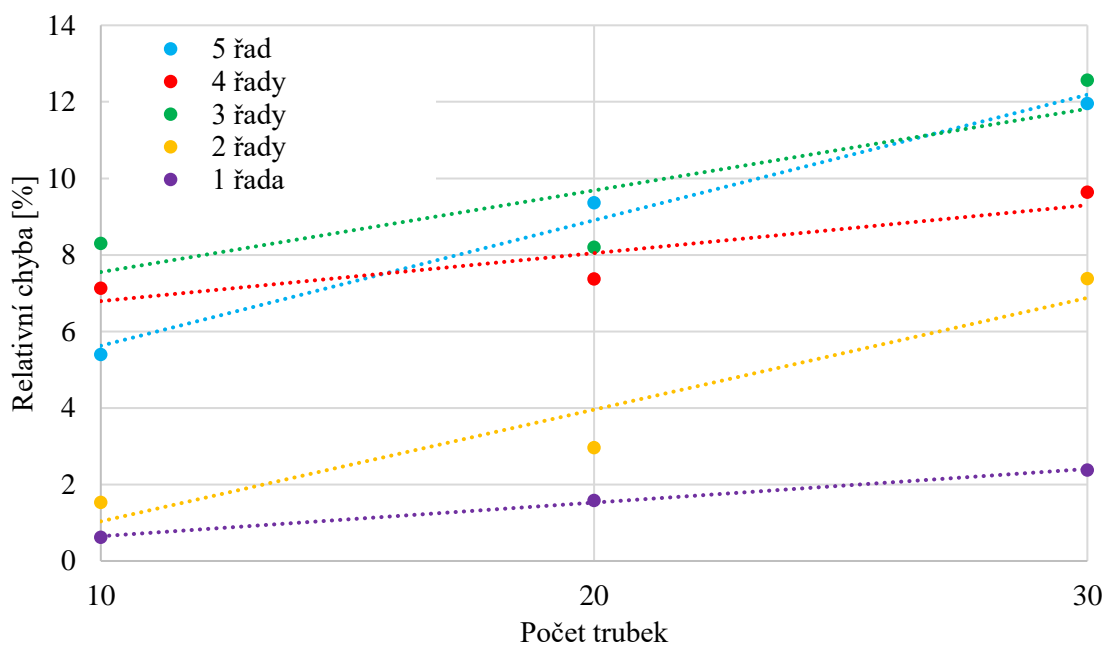


Obrázek 4.5: Data z 1D modelu a CFD pro U-5R30T-I

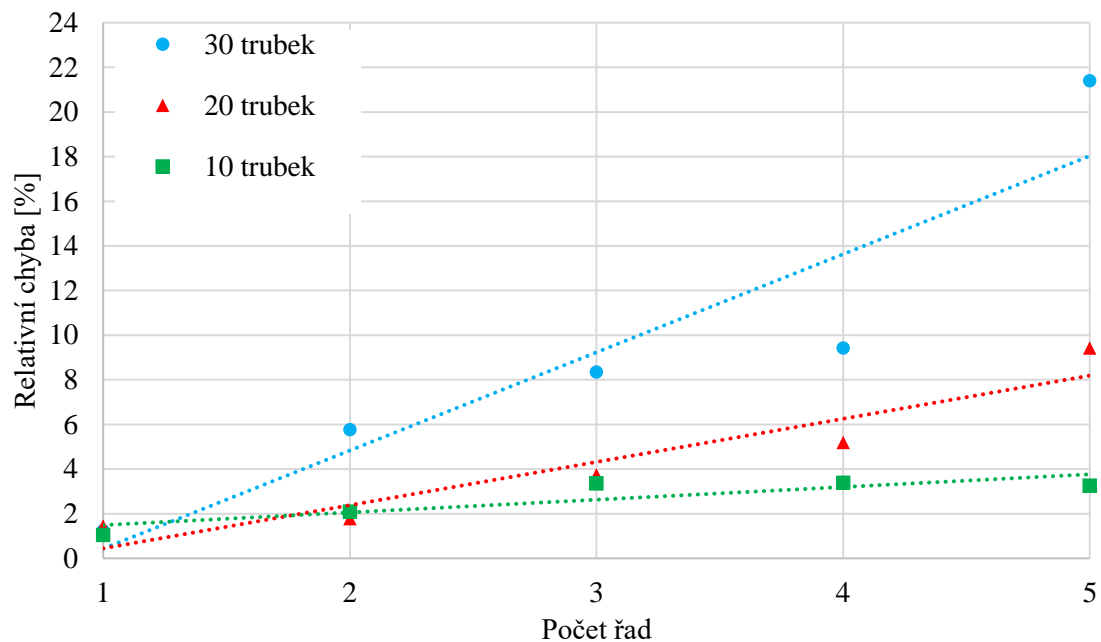
Chyby dat z 1D modelu a z rovnoměrného rozdělení vůči CFD výpočtům byly vynešeny do grafů, kde lze porovnat obě varianty a určit tak, kdy je vhodné použití 1D modelu. Co se týče vlivu počtu řad na chybu oproti CFD výpočtu z dat uvedených na obrázku 4.6 je evidentní, že s rostoucím počtem řad se inženýr dopouští rostoucí chyby, pokud použije kvazi-1D model. Při použití rovnoměrného rozdělení odchylka od CFD výpočtu s počtem řad také roste, jak je vidět na obrázku 4.8. Rovněž se zvyšujícím se počtem trubek na obrázku 4.7 roste chyba při použití 1D modelu, ovšem rychlost růstu není tak velká jako u zvyšujícího se počtu řad. Stejný trend lze pozorovat i při srovnání rovnoměrného rozdělení s CFD daty na obrázku 4.9.



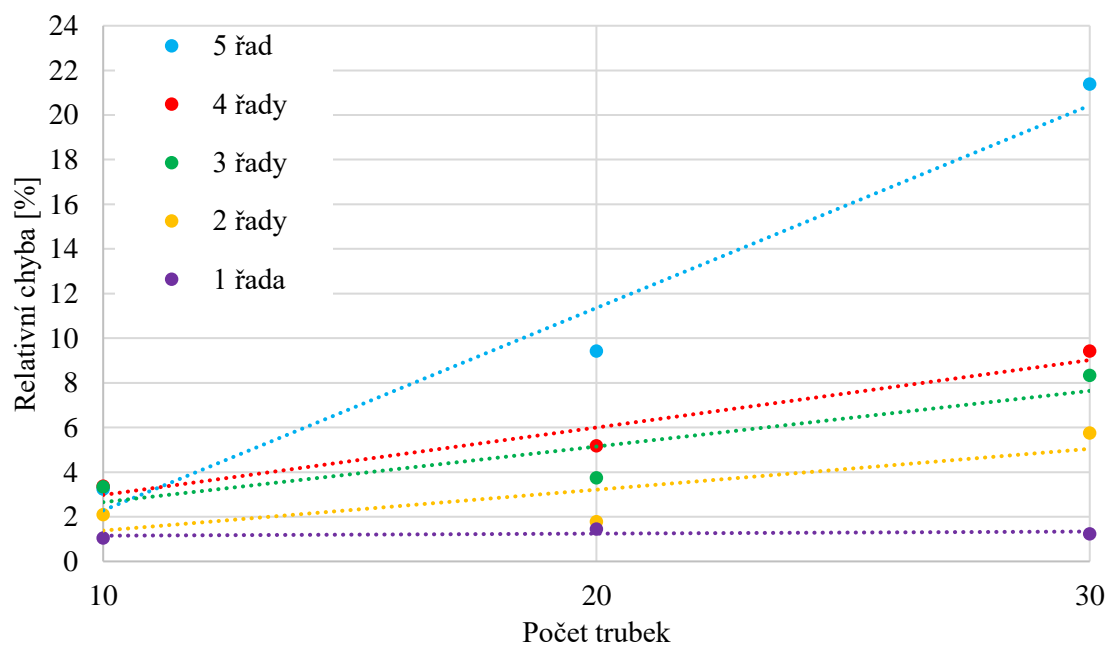
Obrázek 4.6: Závislost odchylky dat z 1D modelu od dat z CFD na počtu řad pro U konfiguraci s trubkami v zákrytu



Obrázek 4.7: Závislost odchylky dat z 1D modelu od dat z CFD na počtu trubek pro U konfiguraci s trubkami v zákrytu



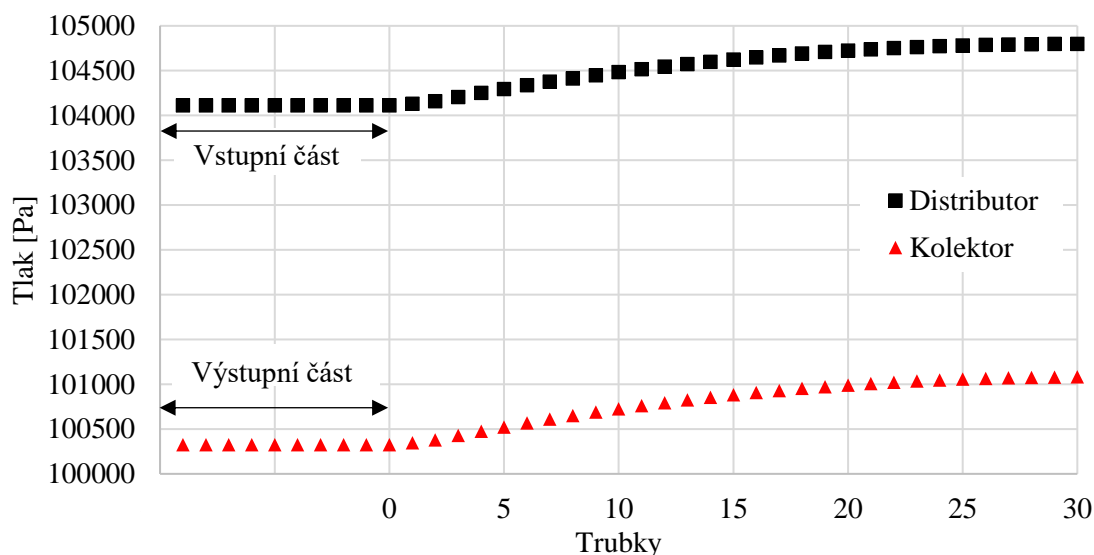
Obrázek 4.8: Závislost odchylky rovnoměrného rozdělení od dat z CFD na počtu řad pro U konfiguraci s trubkami v zákrytu



Obrázek 4.9: Závislost odchylky rovnoměrného rozdělení od dat z CFD na počtu trubek pro U konfiguraci s trubkami v zákrytu

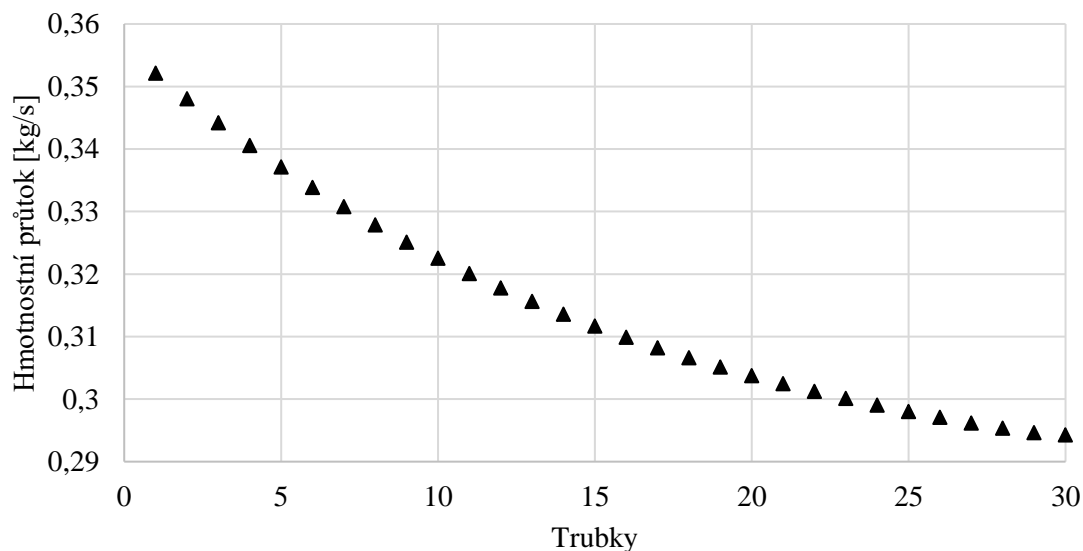
4.2 Konfigurace „U“ s prostřídáními trubkami

Tlakové profily geometrie s prostřídáními trubkami na obrázku 4.10 mají výrazně podobný průběh jako u varianty s trubkami v zákrytu. Ve zjednodušeném modelu ovlivňuje tlakový profil zejména rozteč mezi trubkami ve směru toku. V případě prostřídáního uspořádání je tato rozteč větší než u geometrie s trubkami v zákrytu, proto jsou tlaky celkově nižší. Snížení tlaku však není výrazné – řádově jde o jednotky až desítky pascalů oproti trubkám v zákrytu. Průběh rozdílů tlaků po délce distributoru je mírně klesající a projeví se klesajícími průtoky. V kontextu s tlaky získanými CFD výpočtem by graf vypadal podobně jako pro variantu s trubkami v zákrytu na obrázku 4.2.



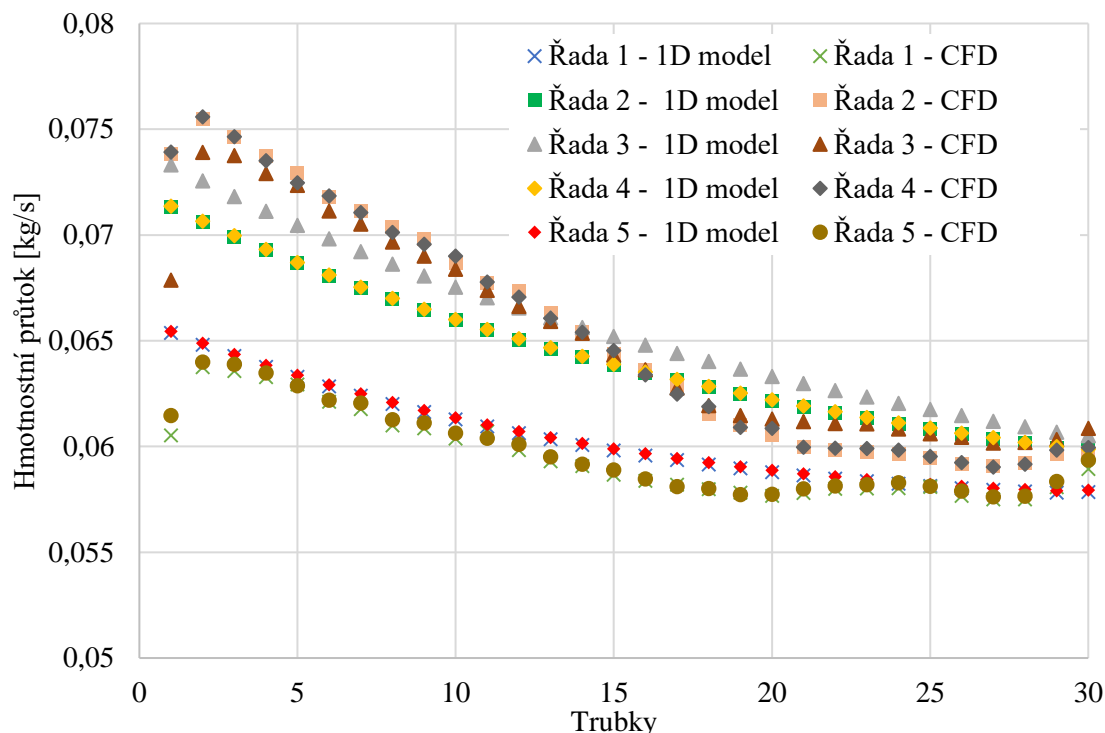
Obrázek 4.10: Tlakové profily 1D modelu pro prostřídání trubek

Oproti uspořádání v zákrytu klesají průtoky na obrázku 4.11 pro prostřídání uspořádání o něco více. Zatímco u předešlé konfigurace byla hodnota posledního průtoku o 15 % nižší, v tomto případě je snížení o zhruba 18 %.



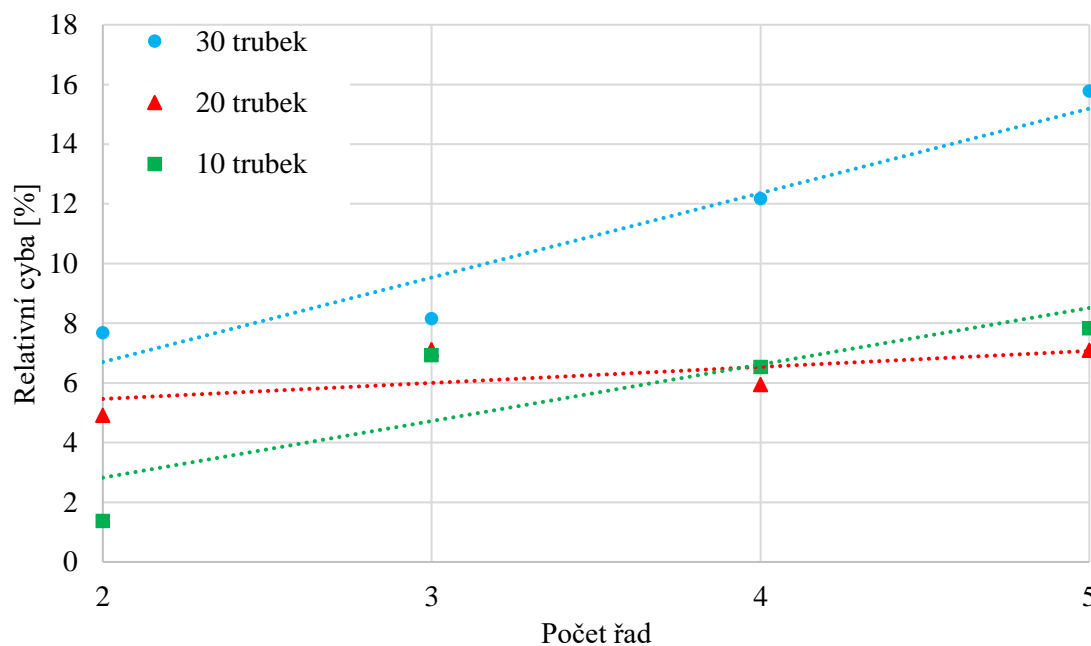
Obrázek 4.11: Hmotnostní průtoky vypočtené 1D modelem

Při porovnání průtoků zjednodušeného modelu s CFD výpočtem na obrázku 4.12 je vidět lepší shoda než u geometrie s trubkami v zákrytu. Je to zejména díky menším nárůstům průtoků v trubkách 25–30 v CFD výpočtu. Opět se zde vyskytuje nesoulad v podobě sníženého průtoku první trubkou, který 1D model nebyl schopen zachytit.

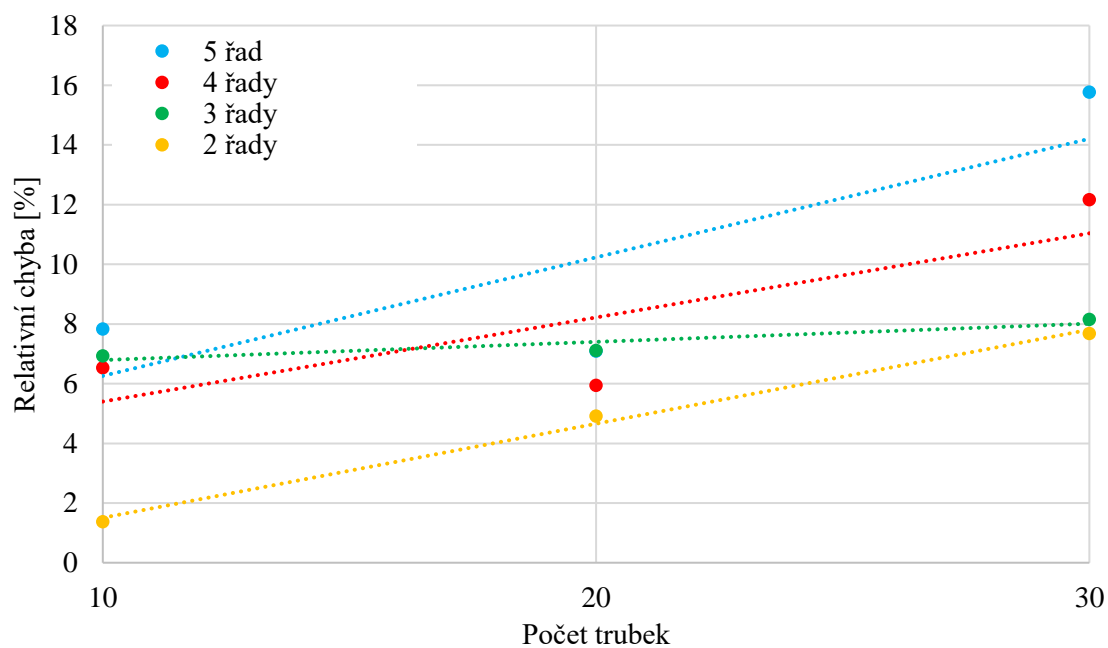


Obrázek 4.12: Hmotnostní průtoky vypočtené CFD a 1D modelem

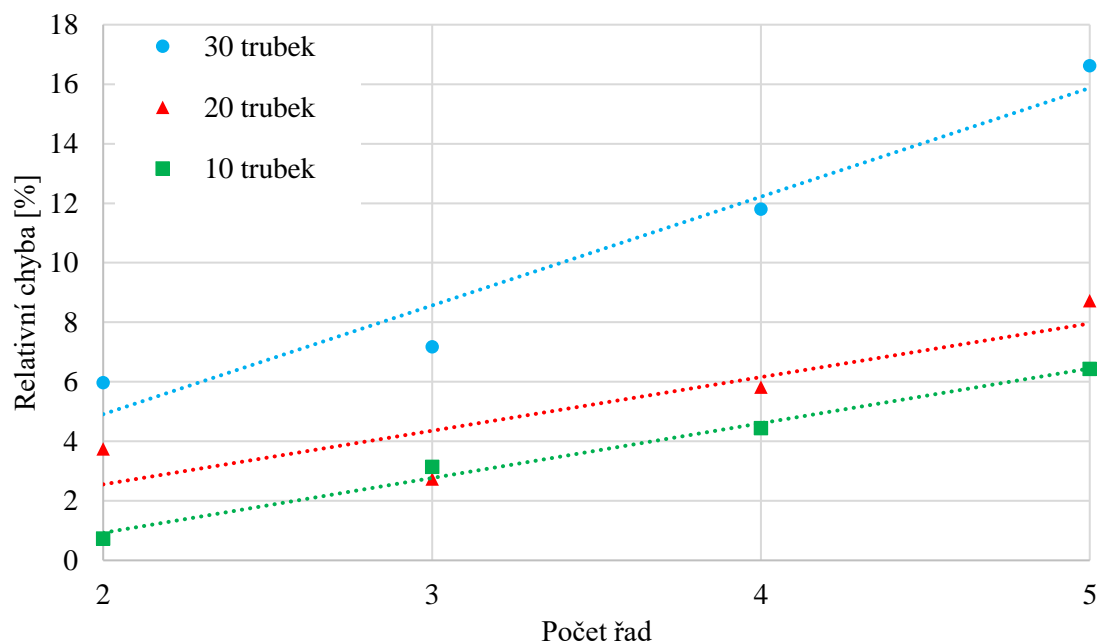
Rostoucí trend si zachovaly odchylky 1D dat od CFD výpočtu v závislosti na počtu řad na obrázku 4.13. Pro modely s třiceti trubkami byly odchylky ještě větší než v případě uspořádání v zákrytu, naopak pro modely s dvaceti trubkami se odchylky snížily. V porovnání s odchylkami rovnoměrného rozdělení na obrázku 4.15 jsou odchylky z 1D modelu srovnatelná, liší se řádově o několik procent. Podobné závislosti platí pro odchylky závislé na počtu trubek. Data z 1D modelu na obrázku 4.14 jsou hodně podobná těm při uvažování rovnoměrného rozdělení tekutiny na obrázku 4.16. Rozdíl mezi těmito dvěma přístupy činí opět jen několik procent.



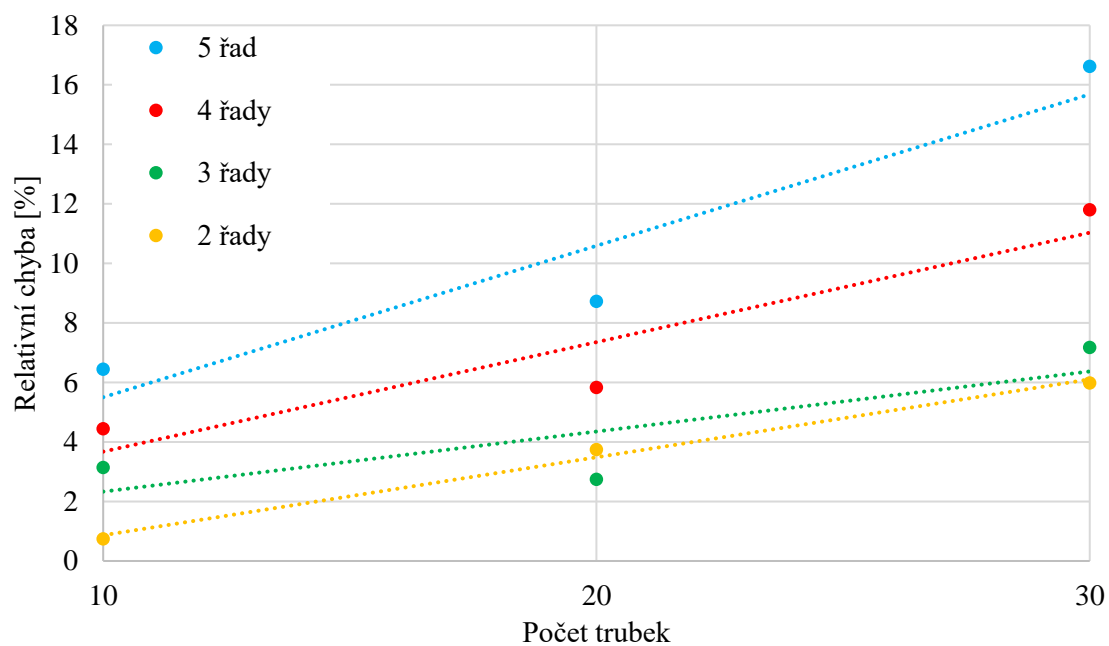
Obrázek 4.13: Závislost odchylky dat z 1D modelu od dat z CFD na počtu řad pro U konfiguraci s prostřídánými trubkami



Obrázek 4.14: Závislost odchylky dat z 1D modelu od dat z CFD na počtu trubek pro U konfiguraci s prostřídánými trubkami



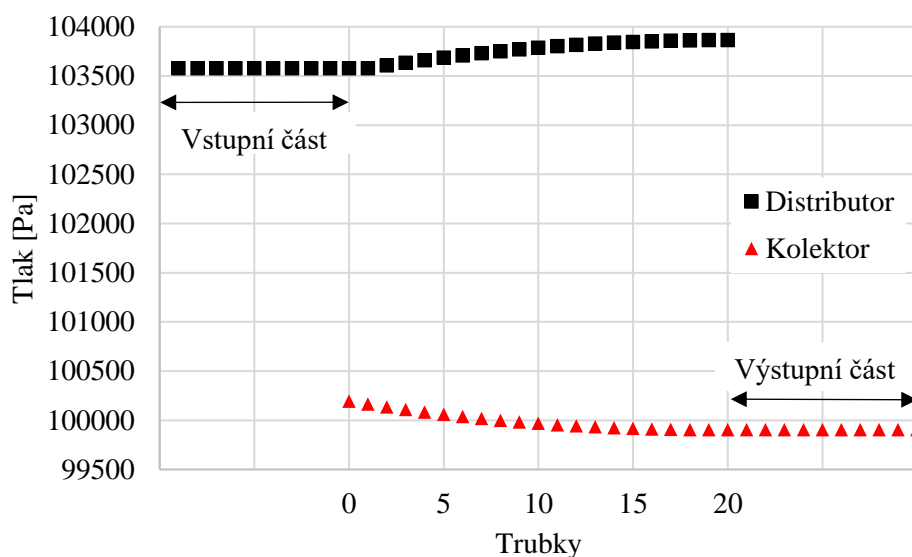
Obrázek 4.15: Závislost odchylky rovnoměrného rozdělení od dat z CFD na počtu řad pro U konfiguraci s prostřídávanými trubkami



Obrázek 4.16: Závislost odchylky rovnoměrného rozdělení od dat z CFD na počtu trubek pro U konfiguraci s prostřídávanými trubkami

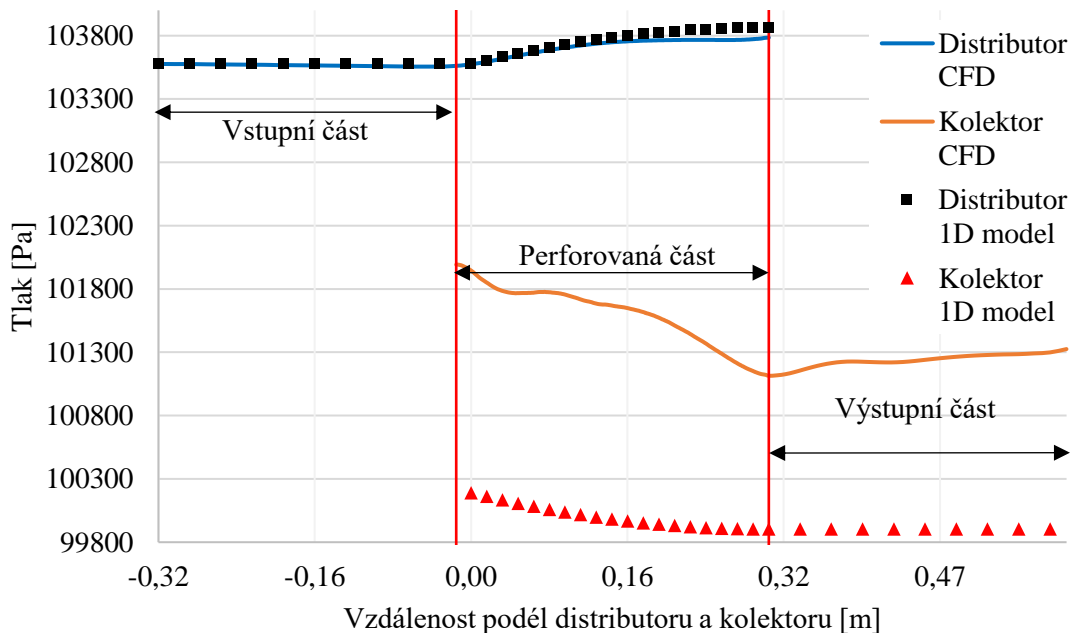
4.3 Konfigurace „Z“ s trubkami v zákrytu

Tlakové profily „Z“ uspořádání na obrázku 4.17 mají při použití 1D modelu velmi hladké průběhy. Je vidět rostoucí rozdíl tlaků mezi distributorem a kolektorem, který poskytne rostoucí hmotnostní průtoky.



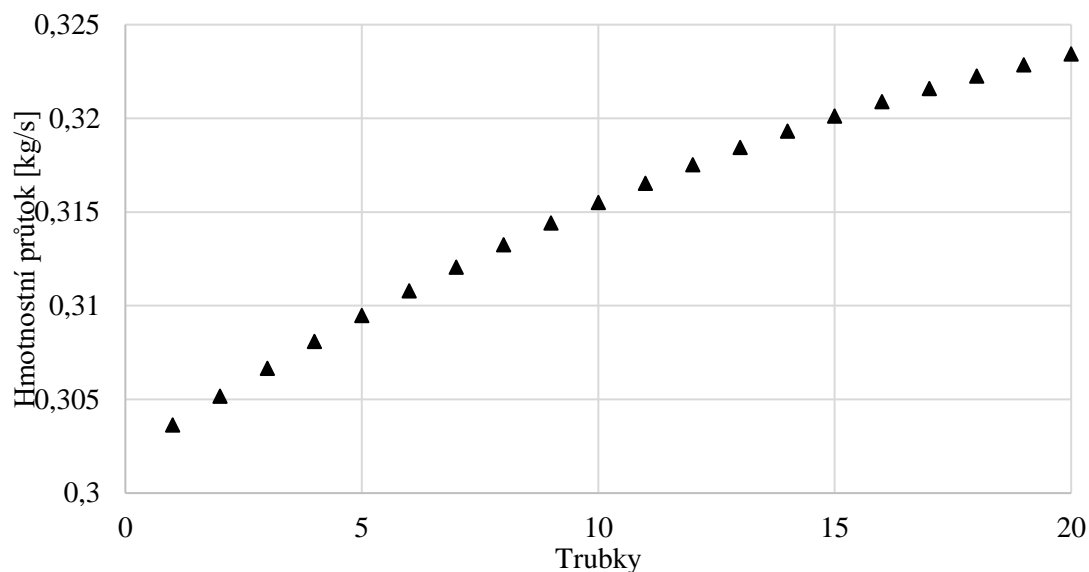
Obrázek 4.17: Tlakový profil v "Z" uspořádání

Při zasazení tlaků z 1D modelu do kontextu s těmi získanými CFD výpočtem na obrázku 4.18 je vidět, že rozdíl tlaků je klesající v obou modelech, v CFD modelu je však pokles výraznější a tlakový profil v kolektoru není tak hladký jako u 1D modelu.



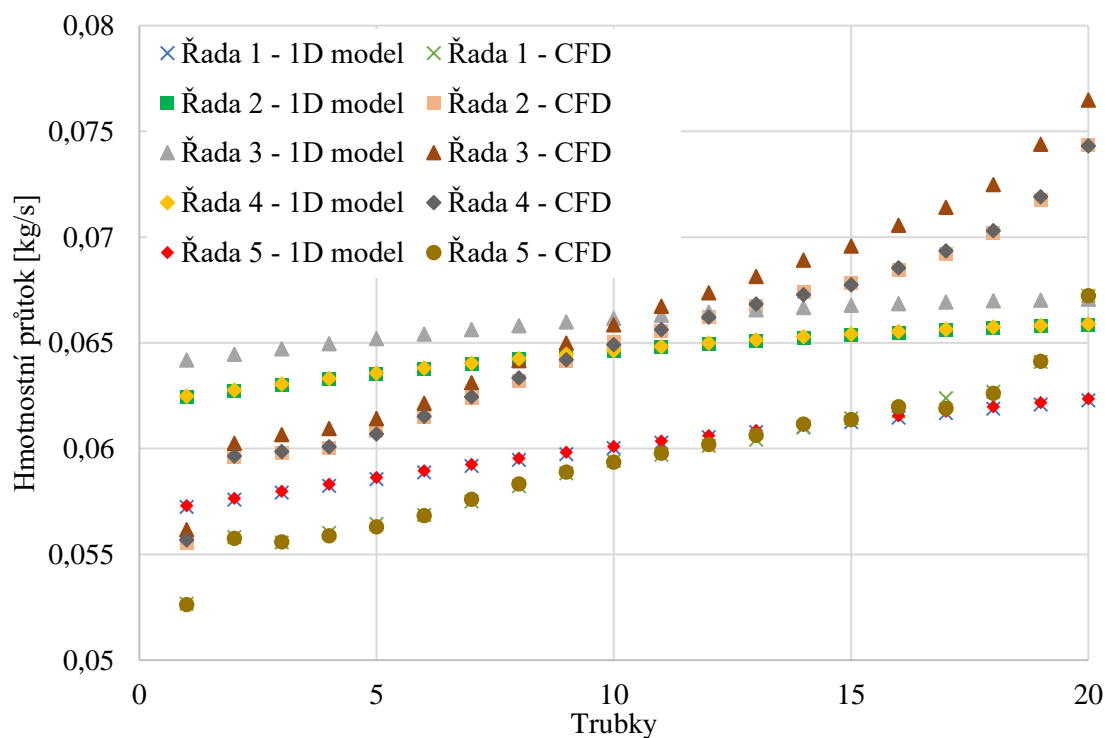
Obrázek 4.18: Tlakové průběhy z 1D modelu v kontextu s průběhy z CFD

Díky rostoucímu tlakovému rozdílu patrnému na obrázku 4.17 byl pro „Z“ uspořádání vypočten rostoucí průtok po délce distributoru. Na obrázku 4.19 je opět patrný rozdíl mezi krajními hodnotami průtoků, v tomto případě je to 8 %, což je nejméně ze všech konfigurací.



Obrázek 4.19: Hmotnostní průtok vypočtený v 1D modelu pro "Z" uspořádání

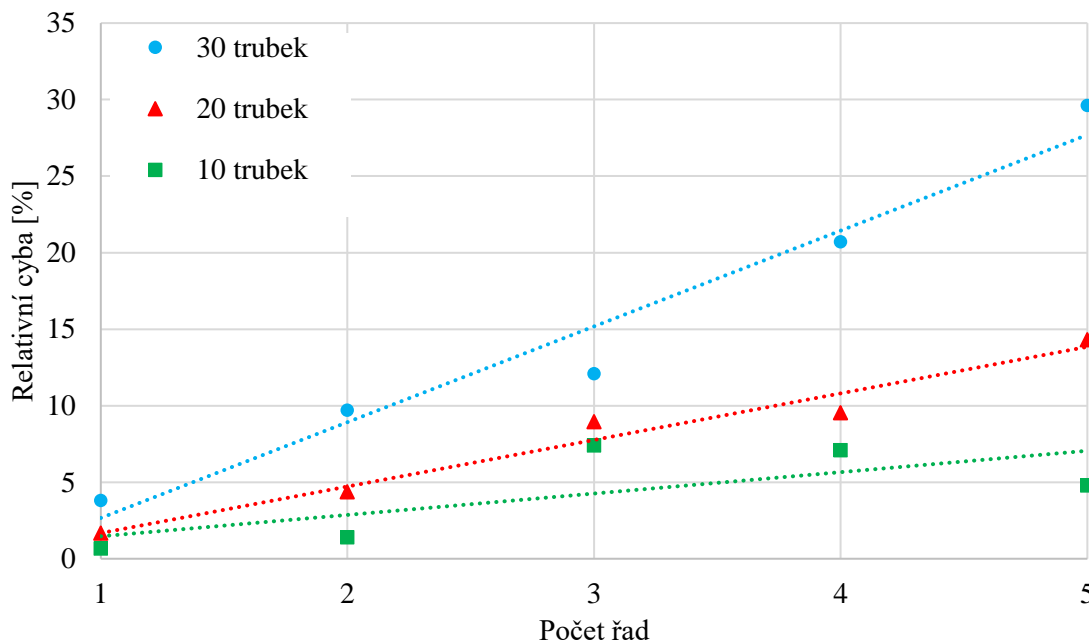
Po rozdělení průtoku do jednotlivých řad a jejich vykreslení spolu s daty z CFD na obrázku 4.20 je vidět, že sklony růstu průtoků získaných těmito dvěma modely jsou různé. Nejvíce se liší v posledních trubkách, kde se k rostoucímu charakteru průtoků připočte vliv nárůstu tlaku v koncové části distributoru popsaném v kapitole 3.4.1.



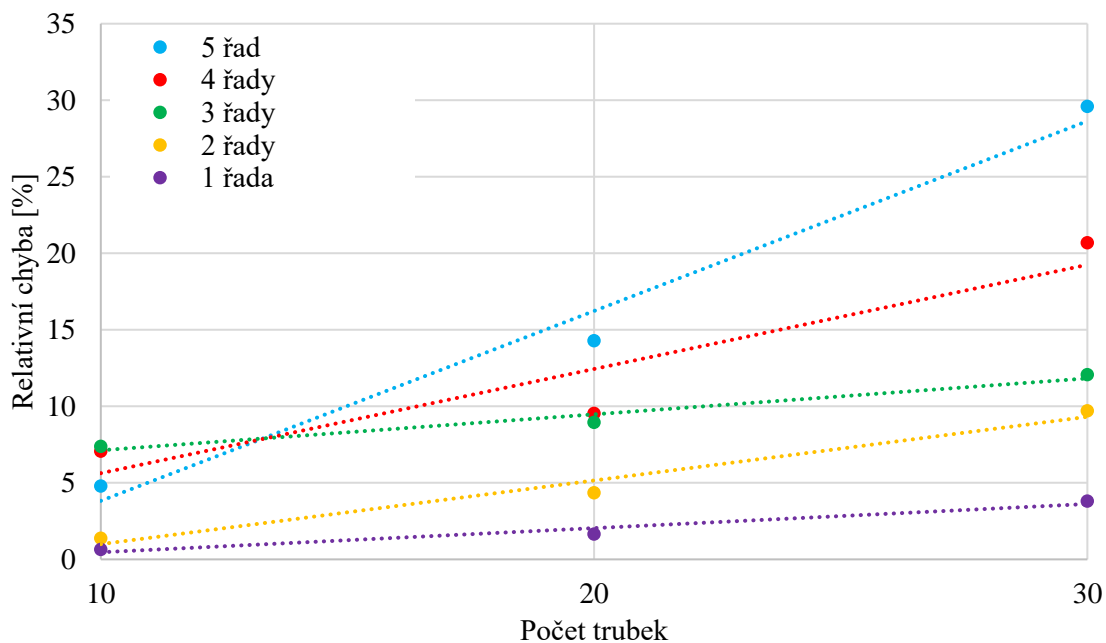
Obrázek 4.20: Hmotnostní průtoky vypočtené CFD a 1D modelem

V „Z“ uspořádání lze na obrázku 4.21 pozorovat největší odchylky v závislosti na počtu řad od CFD při použití 1D modelu o třiceti trubkách. Pro varianty s 20 a 10 trubkami jsou odchylky podobné jako u předchozích geometrií. Uvažováním rovnoměrného rozdělení by došlo k ještě větší chybě než při použití 1D modelu. Na obrázku 4.23 je patrné,

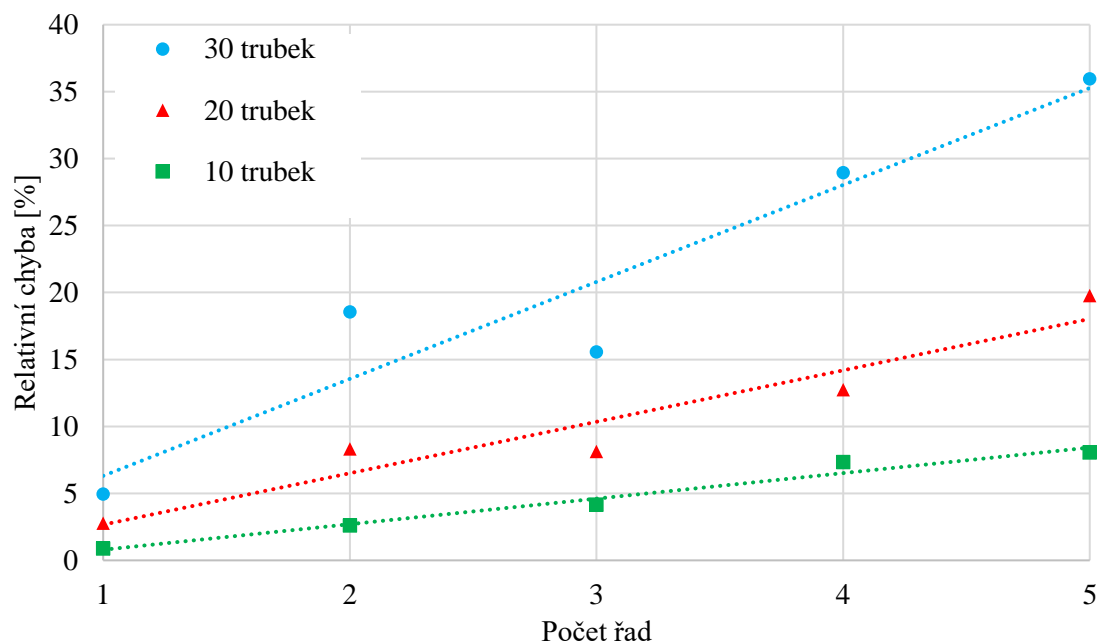
že u geometrie se třiceti trubkami a pěti řadami se se při použití rovnoměrného rozdělení odchýlí hodnoty od CFD výpočtu o skoro 36 %. Stejně tak vliv počtu trubek na odchylku zůstal významný, kdy s rostoucím počtem trubek výrazně roste odchylka jak při použití 1D modelu (obrázek 4.22), tak při použití rovnoměrného rozložení průtoků (obrázek 4.24). Je patrné, že „Z“ uspořádání vykazuje větší odchylky než uspořádání „U“.



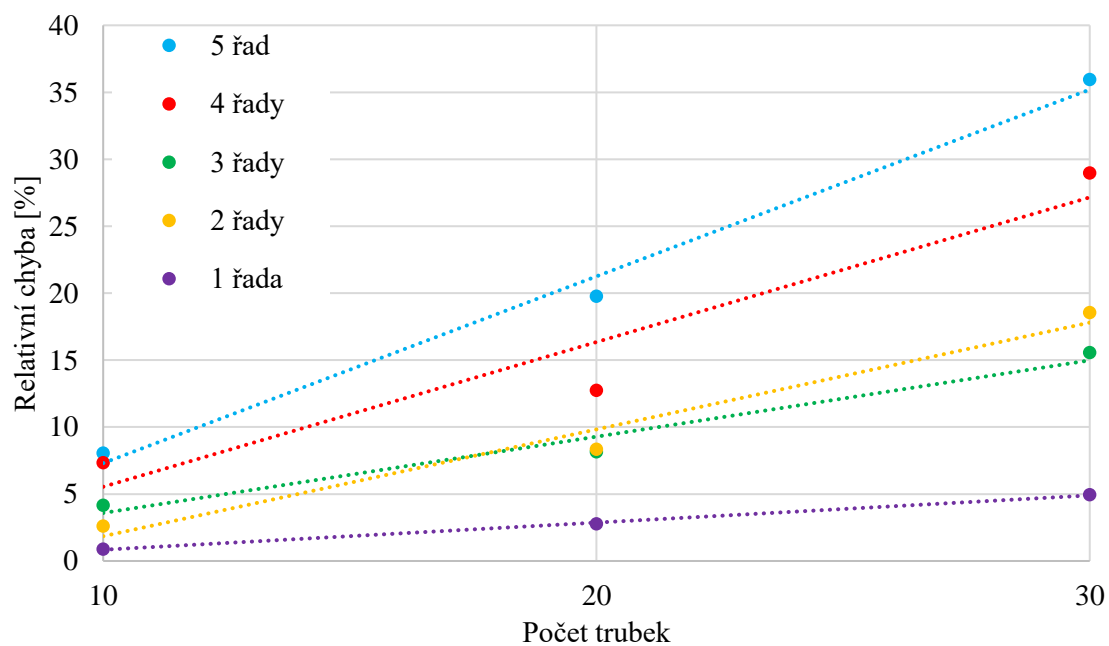
Obrázek 4.21: Závislost odchylky dat z 1D modelu od dat z CFD na počtu řad pro Z konfiguraci s trubkami v zákrytu



Obrázek 4.22: Závislost odchylky dat z 1D modelu od dat z CFD na počtu trubek pro Z konfiguraci s trubkami v zákrytu



Obrázek 4.23: Závislost odchylky rovnoměrného rozdělení od dat z CFD na počtu řad pro Z konfiguraci s trubkami v zákrytu



Obrázek 4.24: Závislost odchylky rovnoměrného rozdělení od dat z CFD na počtu trubek pro Z konfiguraci s trubkami v zákrytu

Hlavní výhodou užití zjednodušeného 1D modelu je bezesporu výpočetní čas. Zatímco v softwaru Octave trval jeden výpočet několika iterací řádově desítky sekundy, při použití CFD modelu se výpočetní časy v této práci pohybovaly od desítek hodin až po 3 dny při výpočtu na až 20 jádrech clusteru. Rovněž příprava každého modelu trvala až několik hodin. Z analýzy výše však vyplývá, že užití 1D modelu může v jeho základní formě, ve které je prezentován v této práci, vygenerovat veliké chyby. Při porovnání 1D modelu a rovnoměrného rozdělení tekutiny nebyly zjištěny významné rozdíly v přesnosti výpočtu, vždy se jednalo o jednotky procent. V aplikacích s malým počtem řad (1-3) a malým počtem trubek (do 10) je odchylka od skutečnosti malá a uvažování rovnoměrného rozdělení tekutiny je dostatečné. V případech vyššího počtu řad a trubek je na místě užití CFD výpočtu anebo jiného výpočtového modelu než kvazi-1D v základní formě. Například Turek (2012) použil ve svém zjednodušeném 1D modelu modifikaci koeficientu nárůstu statického tlaku pro případ zařízení s distributorem a kolektorem obdélníkového průřezu a výsledná data se téměř shodují s CFD výpočty. Další možností je užití zjednodušeného modelu vyšší dimenze. Fialová (2017) použila pro srovnání dat z CFD výpočtů zjednodušený 3D model prezentovaný Turkem et al. (2016). Tento model vytvoří zjednodušenou 3D síť, která je složená pouze z kvádrů, což přináší úsporu buněk při výpočtu. Výsledky prezentované Fialovou (2017) dokazují, že přesnost tohoto 3D modelu je v určitých případech srovnatelná s CFD výpočtem.

5 Závěr

Hlavním cílem práce bylo analyzovat tok v distribučních systémech s omezeným počtem řad trubek a zjistit nakolik je v návrhové praxi zjednodušený kvazi-1D model výhodnější oproti uvažování rovnoměrného rozdělení tekutiny. V první části byly analyzovány metody zjednodušených výpočtů distribuce toku různých autorů a byla popsána konkrétní metoda představená Baileym (1975). Byly definovány parametry potřebné pro vytvoření zjednodušeného kvazi-1D modelu systému distribuce toku.

Následně byly vytvořeny různé modely pro CFD výpočet, které disponovaly různým uspořádáním systému, konkrétně geometrie byly typu „U“ a „Z“, přičemž trubkové svazky byly modelovány s rozložením prostřídáním nebo v zákrytu. Další variabilitu modelovaných systémů představoval počet řad a trubek v řadách, jejichž počty se měnily od 1 do 5 respektive od 10 do 30. Všechny konfigurace byly vymodelovány a podrobeny stacionárnímu a následně nestacionárnímu CFD výpočtu proudění vody za předpokladu konstantní teploty. Byly zkoumány tlakové profily v distributoru a kolektoru spolu s nehomogenitami proudění. Poté se práce zaměřuje na analýzu vlivu geometrie na rozdělení toku.

Největší vliv na rovnoměrnost distribuce toku mělo uspořádání geometrie a trubkového svazku. K nejrovnoměrnějšímu rozdělení tekutiny došlo u „U“ uspořádání s prostřídáním trubkami. Rovněž konfigurace „Z“ s trubkami v zákrytu poskytla rovnoměrnější distribuci toku než konfigurace „U“ s trubkami v zákrytu, což nepotvrdilo hypotézu stanovenou Bajurou & Jonesem (1976). Byly zkoumány také vlivy počtu řad a počtu trubek na distribuci toku. Se zvyšujícím se počtem trubek dochází k vývinu stabilně klesajícího nebo rostoucího průběhu průtoků ve směru toku tekutiny. Geometrie s malým počtem trubek se vyznačují průběhy průtoků, které nejsou stabilně klesající ani rostoucí. Analýzou počtu řad byl zjištěn parabolický průběh průtoků napříč jednotlivými řadami. Výsledkem simulací programu ANSYS Fluent byly hmotnostní průtoky jednotlivými trubkami, které po průměrování sloužily k analýze zjednodušeného 1D modelu.

Podle Baileyho (1975) byl vytvořen zjednodušený kvazi-1D model, který slouží ke zjednodušenému výpočtu distribuce toku. Následovala analýza vypočtených tlakových profilů a hmotnostních průtoků. Ve všech konfiguracích 1D model stanovil hladce rostoucí či klesající tlakové profily i hmotnostní průtoky, které byly poté uvedeny do kontextu se získanými CFD daty.

Přesto, že data zjednodušeného modelu korespondovala s předpoklady, bylo zjištěno, že ne u všech modelovaných geometrií se přibližují výsledkům z ANSYS Fluent. Pro stanovení vhodnosti použití 1D modelu byla analyzována jeho přesnost v závislosti na různých parametrech. Byly spočteny relativní odchylky průtoků získaných 1D modelem od průtoků vypočtených CFD. Aby bylo možné zjistit vhodnost použití zjednodušeného modelu oproti uvažování rovnoměrné distribuce toku, byly spočteny i odchylky této distribuce od dat z CFD výpočtu.

Analýzou získaných relativních chyb byla posouzena vhodnost použití zjednodušeného modelu. Byly zjištěny závislosti relativních odchylek na počtu řad a trubek. Obecně lze říci, že s rostoucím počtem řad dochází ke zvyšující se chybě jak při použití 1D modelu, tak při uvažování rovnoměrné distribuce toku. Rovněž stoupající počet trubek v systému má za následek zvyšující se relativní chybu. Při pěti řadách a třiceti trubkách vykazovaly jak 1D model, tak předpoklad rovnoměrné distribuce, chyby v rozmezí 20 – 35 % vůči CFD v závislosti na uspořádání trubek a hrdel. Pro tyto velké systémy tedy není vhodné užití

ani jednoho ze zmíněných modelů a je potřeba použít CFD analýzu nebo jiný přesnější model. Pokud analyzovaný systém disponoval pouze krátkým distributorem a kolektorem, pohybovaly se odchylky od CFD dat v nižších číslech, a to konkrétně do 10 %. Avšak chyby při použití 1D modelu nebyly příliš vzdálené od těch při použití rovnoměrného rozdělení. Zpřesnění 1D modelu se pohybovalo okolo 1-4 % vůči rovnoměrné distribuci toku pro geometrie s malým počtem řad. Nejlepšími geometriemi pro použití 1D modelu se jeví ty s malými počty trubek – do 10 a malým počtem řad – 1 až 3 řady. U těchto geometrií se chyby pohybovaly do čtyř procent. Ovšem stejně tomu bylo i při použití předpokladu rovnoměrného rozdělení tekutiny. Z toho tedy vyplývá, že u geometrií, kde lze spolehlivě použít zjednodušený 1D model ve tvaru prezentovaném v této práci, je skoro stejně přesné užití předpokladu rovnoměrné distribuce toku.

Zpřesněním výsledků 1D modelu by mohlo být dosaženo modifikací koeficientu nárůstu statického tlaku, čemuž se věnoval Turek (2012). Jeho výsledky potvrzují, že při správné modifikaci základního modelu prezentovaného Baileym (1975) lze dosáhnout mnohem přesnějších výsledků, než bylo dosaženo v této práci. Pro získání výsledků ještě bližších CFD výpočtu se není nutno omezovat na jednodimenzionální model. Turek et al. (2016) vytvořili zjednodušený 3D model, který za pomoci zjednodušené 3D výpočetní sítě dosahuje velmi uspokojivých výsledků v porovnání s CFD výpočtem. Tyto sofistikovanější modely představují lepší alternativu oproti základnímu nemodifikovanému 1D modelu.

Seznam použitých zdrojů

- Acrivos, A., Babcock, B., & Pigford, R.L. 1959. Flow distributions in manifolds. *Chemical Engineering Science*, **10**(1), 112–124.
- ANSYS Inc. 2016a. *ANSYS Fluent Theory Guide, Release 17.2*. Cannonsburg, PA, USA: ANSYS Inc.
- ANSYS Inc. 2016b. *Ansys Fluent User's Guide, Release 17.2*. Canonsburg, PA, USA: ANSYS Inc.
- ANSYS Inc. 2011. *Introduction to ANSYS Meshing: Mesh Quality*. Ansys Inc.
- Bailey, B. J. 1975. Fluid Flow in perforated Pipes. *Journal of Mechanical Engineering Science*, **17**(6), 338–347.
- Bajura, R. A., & Jones, E. H. J. 1976. Flow distribution manifolds. *Journal of fluids engineering*, 654–666.
- Brown, G. 2000. *The Darcy–Weisbach Equation*. Oklahoma State University–Stillwater.
- Dittrich, R. & Graves, C. 1956. Discharge coefficients for combustor-linear air-entry holes: I. Circular holes with parallel flow. *NACA TN 3663*.
- Colebrook, C. F. 1939. Turbulent flows in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws, *Journal of the Institution of Civil Engineers.*, **11**, 133–156.
- Dow, W. M. 1950. The uniform of fluid flowing through a perforated pipe. *J. appl. Mech.*, **17**, 431–438.
- Fialová, D. 2017. *Distribuce toku v zařízeních s hustými svazky trubek..* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Vedoucí diplomové práce Ing. Vojtěch Turek, Ph.D.
- Gandhi, M., Ganguli, A., joshi, J., & Vijayan, P. 2012. CFD simulation for steam distribution in header and tube assemblies. *Chemical Engineering Research and Design*, 487–506.
- Haerter, A. A. 1963. Flow distribution and pressure changes along slotted or branched ducts. *ASHRAE JI 5*, 47–59.
- Hegge Zijnen, B. G. v. d. 1951. Flow through uniformly taped pipes. *Applied Science Research*, 144–162.
- Howland, W. 1953. Design of perforated pipe for uniformly. *proc. 3rd midwestern Conf. on Fluid mechanics*, 687–701.
- HTEG, 2016. *Made-in-China.com* (online),: <https://sdhengtao.en.made-in-china.com/product/hSwJuOYHwZWY/China-China-Factory-Supplier-Power-Station-Steam-Boiler-Manifold-Header.html> [cit. 12 Duben 2018].

- Churchill, S. 1977. Friction-factor equation spans all fluid and flow regimes, *Chemical Engineering*, **84**(24), 91–92.
- Indiamart, 2004. *Indiamart Economizer Coil*. (online) <https://www.indiamart.com/proddetail/boiler-economizer-coil-2266049230.html> [cit. 12 Duben 2018].
- Keller, J. 1949. The manifold problem. *J. appl. Mech.* **16**, 77–85.
- Rohde, J. Richards, H. & Metger, G., 1969. Discharge coefficients for thick plate orifices with approach flow perpendicular and inclined to the orifice axis. *NASA TN D-5467*.
- Senecal, V. 1957. Fluid distribution in process equipment. *Industrial Engineering Chemical*, 933–997.
- Sutera, S. P. & Skalak, R. 1993. The history of Poiseuille's Law. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1–19.
- Suzhou ORL power engineering co, 2016. *ORL Power Engineering*. [Online] Available at: <http://www.boiler-units.com/supplier-156110-boiler-stack-economizer> [cit. 18.5. 2018].
- Turek, V. 2012. *New Elements of Heat Transfer Efficiency Improvement in Systems and Units*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
- Turek, V., Fialová, D. & Jegla, Z. 2016. Efficient Flow Modelling in Equipment containing porous elements. *Chemical Engineering Transactions*, **52**, 487–492.
- Turek, V., Hájek, J., Jegla, Z., & Stehlík, P. 2011. Optimum design of fluid distribution systems in heat exchangers. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, **6**(5), 750–759

Seznam použitých zkratek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
a_i	pomocný součinitel Churchillovy aproximace pro i-tý krok	—
α	úhel odklonění přípojně části trubky od svislé osy	°
b_i	pomocný součinitel Churchillovy aproximace pro i-tý krok	—
β	pomocný koeficient při výpočtu výtokového součinitele	—
C_d	koeficient výtoku tekutiny	—
C_r	koeficient nárůstu statického tlaku	—
d	průměr trubek	m
D	průměr distributoru / kolektoru	m
D_{hi}	hydraulický průměr i-tého kroku	m
δ	pomocný součinitel při výpočtu součinitele nárůstu statického tlaku	—
Δt	časový krok	s
ε	absolutní drsnost povrchu	m
f_D	Darcyho součinitel tření	—
f_i	součinitel tření v i-tém kroku	—
ϕ	pomocný součinitel při výpočtu součinitele nárůstu statického tlaku	—
γ	pomocný součinitel při výpočtu úhlu výtoku	—
l	délka potrubí	m
L	délka rovného úseku trubek	m
\dot{m}_{1D}	hmotnostní průtok vypočtený 1D modelem	kg/s
\dot{m}_{CD}	hmotnostní průtok vypočtený CFD	kg/s
μ	dynamická viskozita	Pa·s
p_1	statický tlak v místě před otvorem	Pa
p_2	statický tlak v místě za otvorem	Pa
Re	Reynoldsovo číslo	—
ρ	hustota látky	kg/m ³
θ	úhel výtoku kapaliny	°
u	rychlost proudění tekutiny	m/s
u_T	třetí rychlost proudění média na nejbližší stěně	m/s
\dot{V}	objemový průtok	m ³ /s
v_1	rychlost v místě před otvorem	m/s
v_2	rychlost v místě za otvorem	m/s
v_x	podélná složka rychlosti	m/s
v_y	normálová složky rychlosti	m/s
Δx	délka buňky ve směru rychlosti	m
y	vzdálenost centroidu stěnové buňky od nejbližší stěny	m
y^+	bezrozměrná vzdálenost od stěny	—

CFD *Computational Fluid Dynamics* (výpočetní dynamika tekutin)

HRSG *Heat Recovery Steam Generator* (kotel na odpadní teplo)

Seznam příloh

Příloha 1 1D_model.m